



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV PROCESNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF PROCESS ENGINEERING

**ANALÝZA TEPELNÝCH ZTRÁT PROVOZOVANÝCH
VÝMĚNÍKŮ TEPLA**

ANALYSIS OF HEAT LOSSES OF OPERATED HEAT EXCHANGERS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Tomáš Sýs

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Zdeněk Jegla, Ph.D.

BRNO 2019

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav procesního inženýrství
Student: **Tomáš Sýs**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Zdeněk Jegla, Ph.D.**
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Analýza tepelných ztrát provozovaných výměníků tepla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Student se seznámí s problematikou přenosu tepla a vlivem okolního prostředí na množství tepelných ztrát. Na základě výpočtu hodnot tepelných ztrát za pomoci naměřených provozních údajů v případě jednoho tepelného výměníku a v případě skupiny provozovaných tepelných výměníků, posoudí student použití izolace.

Cíle bakalářské práce:

- Seznámit se s problematikou výpočtu tepelných ztrát procesních a energetických zařízení.
- Provést výpočet tepelných ztrát pro oba zmíněné průmyslové případy (tj. tepelné ztráty jednoho tepelného výměníku a tepelné ztráty v případě skupiny provozovaných výměníků tepla).
- Vyhodnotit obdržené výsledky, posoudit a v případě potřeby navrhnout vhodnou izolaci pro požadovanou úroveň eliminace tepelných ztrát.

Seznam doporučené literatury:

LUDVIG, E.E.: Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants, vol. 1, 3rd.ed., Gulf Publishing Company, Houston, TX, 1999.

VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen Ed., VDI Heat Atlas, Second Edition, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Petr Stehlík, CSc., dr. h. c.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

Předložená bakalářská práce se zabývá výpočtem a analýzou tepelných ztrát provozovaných výměníků tepla používaných pro potravinářské aplikace. V úvodní části práce je představena problematika tepelných výměníků, jejich využití a členění podle základních kritérií, a také problematika jejich izolace, která je doplněna o výčet nejčastěji používaných druhů tepelné izolace. V druhé části práce je představeno zadání a popis řešeného průmyslového případu a je zde prezentována rovněž poskytnutá výkresová dokumentace a naměřená vstupní data nezbytná pro výpočet tepelných ztrát. V poslední části práce je představen použitý postup stanovení ztrátového tepelného toku výměníkové konstrukce, dosažené výsledky a jejich diskuse.

Klíčová slova

výměníky tepla, výměník tepla typu trubka v trubce, výměníková síť, výpočet tepelných ztrát, tepelná izolace

Abstract

The proposed bachelor's thesis deals with calculation and analysis of heat losses of operated heat exchangers used for food applications. In the first part of the thesis, general problematics of heat exchangers is introduced, including their use and breakdown by basic categories, as well as problematics of insulation, which is supplemented by a list of the most commonly used types of insulation. Another chapter is devoted both to the assignment and description of the industrial case; drawing documentation and measured input data necessary for the calculation of heat losses are also presented. The last part of the thesis introduces the used method of assessment of heat losses of the heat exchanger network, achieved results and their discussion.

Key words

heat exchangers, double pipe heat exchanger, heat exchanger network, calculation of heat losses, insulation

SÝS, T. *Analýza tepelných ztrát provozovaných výměníků tepla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2019. 72 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Zdeněk Jegla, Ph.D.

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma *Analýza tepelných ztrát provozovaných výměníků tepla* vypracoval samostatně pod odborným vedením doc. Ing. Zdeňka Jegly, Ph.D., a že všechny podklady jsou uvedeny v seznamu použitých zdrojů.

Tomáš Sýs

Rád bych na tomto místě poděkoval vedoucímu své bakalářské práce doc. Ing. Zdeňku Jeglovi, Ph.D. za cenné rady, které mi pomohly při vypracovávání práce, a v neposlední řadě i za jeho ochotu a trpělivost při objasňování mnohých nejasností s prací spojených.

Tomáš Sýs

Obsah

1 Úvod do problematiky	1
1.1 Výměníky tepla a jejich rozdělení	1
1.1.1 Rozdělení podle pracovního pochodu.....	1
1.1.2 Rozdělení podle účelu a použití.....	2
1.1.3 Rozdělení podle uspořádání pracovních látek	3
1.1.4 Rozdělení podle konstrukčního řešení	4
1.2 Význam izolace tepelných výměníků	7
1.2.1 Ztrátové vs. odpadní teplo.....	7
1.2.2 Izolace tepelných výměníků	8
2 Řešení průmyslového případu	10
2.1 Zadání a popis průmyslového případu	10
2.1.1 Funkce zadaného tepelného výměníku	10
2.1.2 Výkresová dokumentace.....	12
2.2 Stanovení ztrátového tepelného toku	18
2.2.1 Teoretické základy přenosu tepla	18
2.2.2 Vztahy pro výpočet ztrátového tepelného toku	21
2.3 Výpočtový nástroj „Kalkulátor“	29
2.4 Sumarizace dosažených výsledků.....	34
2.5 Celkové zhodnocení a diskuse výsledků	36
3 Závěr	38
Seznam zdrojů	39
Seznam použitých symbolů a zkratek	41
Seznam příloh	43

1 Úvod do problematiky

Tato práce je zaměřena na výpočet a analýzu tepelných ztrát výměníků tepla. Výměníky tepla jsou obecně zařízení sloužící k přenosu tepla mezi dvěma, popř. více proudícími teplotonosnými látkami. Jak uvádí [1], tepelná energie může být v těchto systémech předávána průběžně nebo přerušovaně, přičemž k předávání tepla dochází zpravidla z teplého média do média chladnějšího.

Hlavním úkolem tepelných výměníků je zajištění realizace technologických procesů a operací vyžadujících ohřev nebo chlazení tekutin, což kromě prostého chlazení a ohřívání zahrnuje i regeneraci tepla, var nebo kondenzaci pracovních látek. Pracovní látky přitom mohou v daných průmyslových aplikacích být buď v jedné (kapalina, plyn), nebo i ve dvou fázích (kapalina a plyn), přičemž se rozlišuje případ, kdy se takové proudy účastní výměny tepla v zařízení samostatně nebo jsou v něm smíchávány. [1]

Tepelné výměníky se s výhodou používají při chlazení horkých a ohřívání chladných proudů v procesním schématu, kde nahrazují externí zdroje tepla (chladicí voda, spalovací ohříváče), jejichž provoz je spojen s vysokou spotřebou energie, a tudíž i produkcí emisí. Použití výměníků tepla mezi horkými a chladnými proudy potom vede k významnému snížení nároků na tyto externí zdroje [2].

1.1 Výměníky tepla a jejich rozdělení

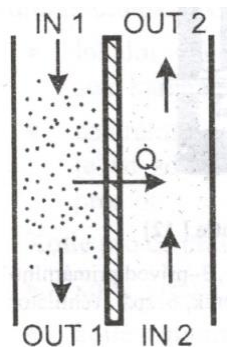
Široká oblast použití výměníků tepla umožňuje jejich rozdělení na základě nejrůznějších hledisek, kterých může být celá řada. Vzhledem k charakteru řešeného průmyslového případu je v následujícím textu uvedeno pouze základní členění výměníků, a to podle pracovního pochodu, účelu a použití, směru proudění pracovních látek a konstrukčního řešení.

1.1.1 Rozdělení podle pracovního pochodu

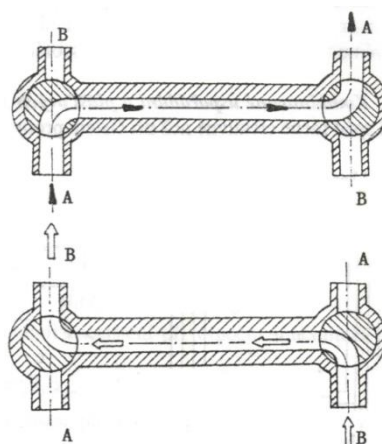
Jak je uvedeno v [3], na základě pracovního pochodu je možné tepelné výměníky rozdělit do následujících kategorií:

- a) **Rekuperační** – pracovní látky jsou odděleny pevnou stěnou, která zabraňuje vzájemnému míšení ohřívajícího a ohřívajícího média, k přenosu tepla dochází prostupem tepla (vedením a prouděním) přes výhřevnou plochu výměníku. Situaci ilustruje obr. 2.1(a).
- b) **Regenerační** – ohřívající médium vtéká v případě statického regeneračního výměníku opakovaně s určitým časovým zpožděním za médiem ohřívajícím do vymezeného prostoru, vyplněného pevným, teplo zprostředkujícím prvkem, ze kterého následně přijímá naakumulované teplo, které bylo dříve přivedeno ohřívajícím médiem. Schéma regeneračního výměníku statického typu je uvedeno na obr. 2.1(b).
- c) **Kontaktní** – obě média jsou obvykle rozdílných fází, např. pevné a plynné, po vzájemném kontaktu a předání tepla jsou od sebe opět rozděleny, přičemž teplosměnná plocha je v takovém případě dána povrchem částic pevné fáze. Situaci ilustrativně znázorňuje obr. 2.2(a).

- d) **Směšovací** – výměník nemá teplosměnné plochy, teplé a studené médium se v tomto systému mísí tak, že tvoří homogenní směs. Princip znázorňuje obr. 2.2(b).

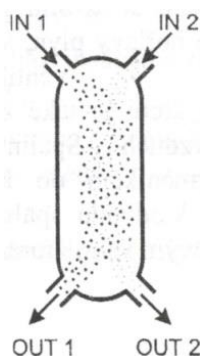


(a) Princip funkce
rekuperačního výměníku [3]

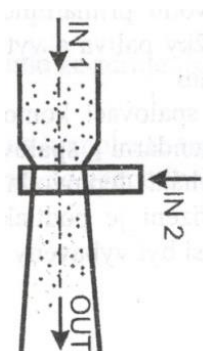


(b) Princip funkce
regeneračního výměníku [6]

Obr. 2.1 Schéma principu rekuperačního a regeneračního výměníku



(a) Schéma kontaktního
výměníku [3]



(b) Schéma směšovacího
výměníku [3]

Obr. 2.2 Schéma principu kontaktního a směšovacího výměníku

1.1.2 Rozdělení podle účelu a použití

Podle účelu a použití je možné výměníky tepla rozdělit velmi podrobně, například na:

- **ohříváky** – ohřívané médium zvyšuje svou teplotu, přičemž nedochází ke změně jeho fáze;
- **chladiče** – ochlazované médium snižuje svou teplotu, přičemž nedochází ke změně jeho fáze;

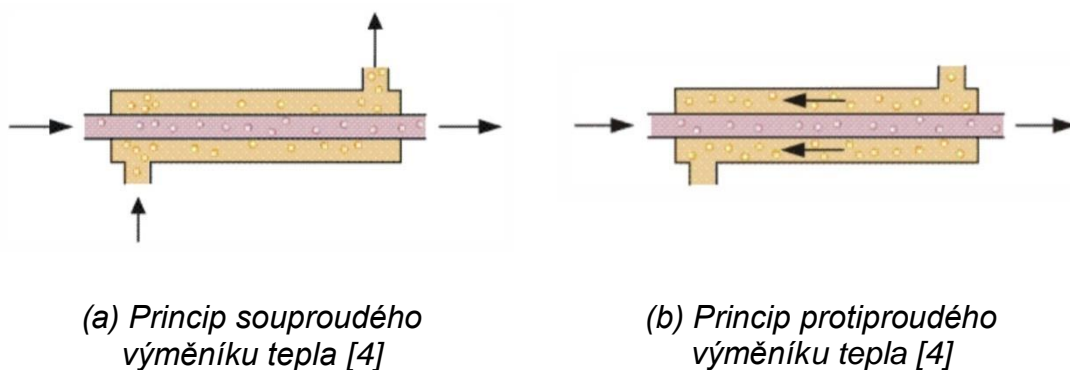
- **výparníky a odparky** – ohřívané kapalně médium mění svoje skupenství a přechází v páru;
- **kondenzátory** – teplejší médium v parní fázi přechází v kapalnou fázi, tvoří se kondenzát;
- **přehříváky a mezipřehříváky** – slouží k vysoušení mokré a zvyšování teploty syté nebo přehřáté páry;
- atd.

1.1.3 Rozdělení podle uspořádání pracovních látek

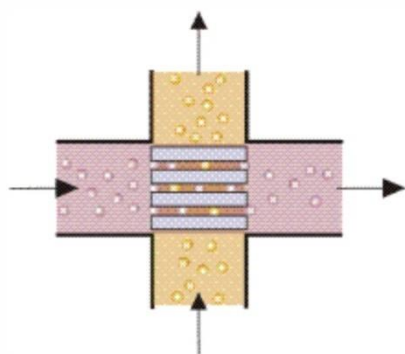
Podle smyslu proudění pracovních látek ve výměníku se rozlišují výměníky tepla:

- souproudé** – směry proudů ohřívající a ohřívané látky jsou rovnoběžné a stejně orientované, viz obr. 2.3(a);
- protiproudé** – směry proudů ohřívající a ohřívané látky jsou rovnoběžné, ale opačně orientované, situaci znázorňuje obr. 2.3(a);
- křížové** – osy proudů jsou mimoběžné a v kolmém průměru spolu svírají úhel 90° , viz obr. 2.4(a).

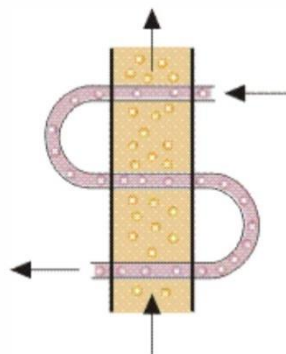
Kromě těchto základních, nejčastěji používaných variant se v praxi lze setkat také s výměníky tepla pracujícími s vícenásobným souproudým, protiproudým a křížovým prouděním, nebo výměníky charakteristické kombinovaným prouděním. Jejich princip je schematicky znázorněn na obr. 2.4(b).



Obr. 2.3 Schéma principu souproudého a protiproudého výměníku tepla



(a) *Princip křížového výměníku tepla [4]*



(b) *Princip kombinovaného výměníku tepla [4]*

Obr. 2.4 Schéma principu křížového a kombinovaného výměníku tepla

1.1.4 Rozdělení podle konstrukčního řešení

Z hlediska konstrukčního řešení výhřevné plochy se dle [6] klasifikují tři základní typy výměníků tepla:

- trubkové výměníky tepla;
- deskové výměníky tepla;
- výměníky bez teplosměnných ploch.

Jednotlivé typy budou blíže představeny.

Trubkové výměníky tepla

Teplosměnná plocha je tvořena trubkami, které mají buď hladký povrch, nebo jsou opatřeny žebrováním, které má za následek navýšení plochy určené k výměně tepla, a tím intenzivnější přenos tepelné energie. Nejčastěji se používá kruhový průřez trubek, existují ale i zařízení, která jsou opatřena trubkami s průřezem oválným nebo kosočtverečným. [5]

Trubkové výměníky tepla se dále dělí na dvě hlavní skupiny:

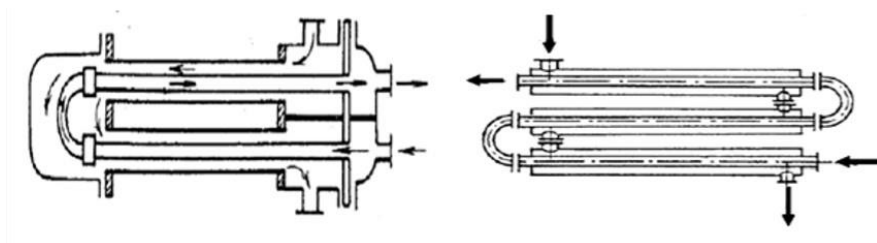
○ **Výměníky typu trubka v trubce**

Výměník typu trubka v trubce představuje nejjednodušší konstrukční provedení výměníku tepla. Používá se zejména v potravinářském a nápojovém průmyslu, v chemickém průmyslu a gumárenství (kaučukové směsi apod.), v papírenském průmyslu, ke zpracování celulózy a v neposlední řadě také v aplikacích u čistíren odpadních vod (ohřev nebo chlazení odpadní vody a technologického kalu). [5]

Skládá se typicky ze dvou trubek rozdílných průměrů, přičemž trubka menšího průměru je umístěna soustředně v trubce s větším průměrem [5]. Směr proudění pracovních látek může být jak souproudý, tak protiproudý, častěji používaným je ale režim protiproudu, a to z důvodu intenzivnějšího přenosu tepla konvekci – uspořádání v protiproudu při stejné výhřevné ploše vykazuje větší tepelný tok, jak je zmíněno v [3].

Podle konstrukce se rozlišují výměníky rozebíratelné a nerozebíratelné – základní rozdíly v jejich provedení ilustruje obr. 2.5. Na obr. 2.6 je potom uveden příklad montáže soustavy výměníků v jeden procesní celek.

Výměníky typu trubka v trubce jsou určeny spíše pro malé výkony.



Obr. 2.5 Schéma výměníku typu trubka v trubce – nerozebíratelné (vlevo) a rozebíratelné (vpravo) provedení [7]



Obr. 2.6 Uspořádání výměníků typu trubka v trubce pro potravinářské aplikace (převzato z [8])

○ **Výměníky s přepážkovými systémy**

Výměníky s přepážkovými systémy, též trubkové výměníky tepla se svazkem trubek v plášti, jsou nejčastěji používaným typem výměníků tepla. K jejich hlavním výhodám patří vcelku široký rozsah poměrů velikostí teplosměnné plochy k jejich objemu, resp. hmotnosti. Další výhodou tohoto typu výměníků je snadné čištění zanesených prostor nebo demontáž a následná výměna závadných částí, nejčastěji těsnění a trubek. Hlavní částí je svazek několika desítek až stovek trubek, který představuje plochu pro přenos mezi médiem proudícím trubkovým prostorem a médiem proudícím mezitrubkovým prostorem. Trubky jsou většinou hladké. [1]

Výměníky jsou masivní, snesou tedy obvyklá provozní zatížení [1]. Velký plášť výměníku má ale za následek také nízkou rychlost a turbulentní režim proudění pracovní látky. Aby se dosáhlo navýšení součinitele přenosu tepla, je systém v mezitrubkovém prostoru doplněn o přepážky, z nichž nejčastěji jsou používány segmentové přepážky. Kromě segmentového přepážkového systému, ilustrovaného na obr. 2.7(a), se používá např. i systém diskový, tyčový nebo šroubovicový, který je znázorněn na obr. 2.7(b).



(a) Segmentový přepážkový systém (převzato z [8])



(b) Šroubovicový přepážkový systém (převzato z [8])

Obr. 2.7 Segmentový a šroubovicový přepážkový systém u trubkových výměníků tepla

Instalace přepážek je vhodná také z toho důvodu, že přepážky fungují jako podpora trubek, aby se mezi trubkovnicemi neohýbaly a nechvěly. Naopak nevýhodou jsou vyšší tlakové ztráty. [1]

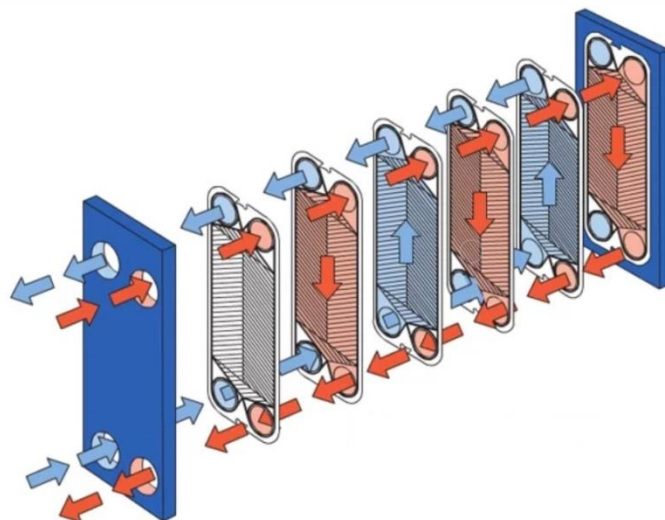
Výměníky s přepážkovými systémy jsou určeny pro střední a vysoké výkony.

Deskové výměníky tepla

Teplosměnná plocha je u deskových výměníků vytvořena z tenkých kovových profilových desek, které jsou stisknuty na těsnění. V deskách jsou provedeny malé kanálky (vylisované profily) pro průtok pracovních látek, a to tak, že jedno médium proudí jednou skupinou kanálků a druhé médium jinými bezprostředně přilehlými kanálky. Obě pracovní látky proudí zpravidla v opačném smyslu, tedy protiproudě, čímž se dosahuje navýšení přenášené tepelné energie. Desky mají díky své malé tloušťce nízkou hodnotu tepelného odporu, prostor mezi deskami je navíc vyplněn těsněním ze speciálních pryží, silikonu nebo dalších materiálů. [3]

Deskové výměníky se nehodí pro vysokotlakové aplikace [6].

Schéma proudění v deskovém výměníku je znázorněno na obr. 2.8.



Obr. 2.8 Princip proudění pracovních látek v deskovém výměníku (dle [11])

Výměníky bez teplosměnných ploch

Výměníkem bez teplosměnných ploch je například směšovací výměník, který se používá v energetice u parních kotlů k úpravě teploty páry. Takovému výměníku se říká „temperátor“ a slouží ke snížení teploty přehřáté páry vstříkem vody.

1.2 Význam izolace tepelných výměníků

Význam použití tepelné izolace tepelných výměníků v procesním průmyslu vzrůstá se vzrůstající hodnotou ztrátového tepla [12]. Z tohoto důvodu budou v této podkapitole představeny základní aspekty ztrátového tepla a použití izolace.

1.2.1 Ztrátové vs. odpadní teplo

Prakticky ve všech aplikacích procesního průmyslu určitá část produkované tepelné energie zůstává nevyužita. Tato zbytková energie se označuje jako odpadní teplo a vzniká jako vedlejší produkt průmyslových procesů, zejména v metalurgickém a chemickém průmyslu, keramickém a sklářském průmyslu, při likvidaci odpadů nebo v potravinářském a farmaceutickém průmyslu [13]. V minulosti na toto teplo v průmyslových závodech nebyl brán příliš velký zřetel, a to především pro složité zavádění zařízení pro využití nízkoteplotního odpadního tepla do provozu a také proto, že přínos úspor snížením množství odpadního tepla nebyl významný [14].

V dnešní době je cena energií vyšší, proto se přehodnocuje přístup k odpadnímu teplu a je snaha zabývat se efektivním využitím odpadního tepla, což se v konečném důsledku může projevit úsporou primárního paliva, a tedy provozních nákladů a nezanedbatelným snížením množství produkovaných emisí.

Ztrátovým teplem, resp. tepelnými ztrátami se v technické praxi obvykle označuje ta část nevyužitá tepelné energie, jež odchází do okolí typicky z povrchu jednotlivých procesních zařízení tvořících výrobní technologii [12]. Ačkoliv tepelné ztráty nelze v praxi zcela eliminovat, nemusejí vždy představovat nežádoucí jev. Ztrátové teplo lze totiž typicky u procesních technologií provozovaných ve vnitřním prostředí (tj. výrobních halách), jako jsou například potravinářské či farmaceutické výrobní linky, využít k vytápění technologických místností apod.

1.2.2 Izolace tepelných výměníků

Výměníky tepla mohou být umístěny buď v uzavřených prostorech, kde může a nemusí být zavedena klimatizace, nebo jsou instalovány mimo tyto prostory na venkovní plochy, kde jsou vystaveny vlivům počasí a dalších přetěžujících podmínek. Zejména v případě umístění tepelných výměníků na volná prostranství se přistupuje k jejich izolaci, která má za cíl zamezení tepelných ztrát, které narůstají se zvyšujícím se rozdílem teplot pracovních látek ve výměníku a okolním prostředím, a jsou tak zpravidla vyšší, než tepelné ztráty výměníků umístěných ve vnitřním prostředí (v budovách či halách). Pozornost se ale musí věnovat i tomuto případu, jelikož vnější povrch pláště výměníků může dosahovat vysokých teplot, což má za následek prudké zvýšení teploty v blízkosti výměňkové konstrukce, projevující se zhoršením pracovních podmínek zaměstnanců obsluhujících tato zařízení. Vzniká tak riziko poranění popálením.

Izolace tedy obecně plní více funkcí, jednak slouží jako ochrana výměníků před vnějšími mechanickými vlivy, především však omezuje ztráty tepla do okolí a zajišťuje bezpečnost obsluhy. Na základě teplotních požadavků jsou pro většinu typů výměníků k dispozici tři nejčastější druhy izolace:

- izolace z kamenné nebo minerální vlny – viz obr. 2.9(a);
- izolace ze skelného vlákna – viz obr. 2.9(b);
- izolace z polyuretanové pěny – viz obr. 2.10.



(a) Příklad izolace z minerální vlny [16]



(b) Příklad izolace ze skelného vlákna [16]

Obr. 2.9 Příklad izolace potrubních systémů z minerální vlny a ze skelného vlákna



Obr. 2.10 Příklad izolace potrubních systémů z polyuretanové pěny [17]

Konkrétní provedení izolace pak závisí na vybraném dodavateli. Například katalog výrobce výměníků tepla [15] pro trubkové výměníky dále uvádí následující izolační materiály:

- polyuretanové jádro a plastový povrch (PFI) – části jsou upevněny páskami;
- minerální jádro a hliníkový povrch (AMDW) – části jsou upevněny klipsami.

Izolace má tloušťku kolem 30 mm a je určena pro aplikace o maximální pracovní teplotě 135 °C. K dispozici jsou ale i izolace s tepelnou odolností až do 350 °C. Důležitým parametrem je také tepelná vodivost, resp. součinitel tepelné vodivosti, jehož hodnota se liší podle použitého materiálu izolace. Příklad izolačního krytu je uveden na obr. 2.11.



Obr. 2.11 Příklad izolace trubkových výměníků tepla JAD [15]

2 Řešení průmyslového případu

Hlavním úkolem práce je provést výpočet tepelných ztrát za pomoci naměřených provozních údajů v případě jednoho tepelného výměníku a v případě skupiny provozovaných tepelných výměníků. Na základě těchto hodnot pak provést vyhodnocení obdržení výsledků a posouzení potřeby izolace pro požadovanou úroveň eliminace tepelných ztrát.

2.1 Zadání a popis průmyslového případu

Vstupní data k řešenému případu jsou představena v této kapitole. Vzhledem k charakteru úlohy je popis zadání rozdělen na dvě části. První část obsahuje obecné informace a technologické specifikace předmětných výměníků tepla, zatímco druhá část je věnována poskytnuté výkresové dokumentaci.

2.1.1 Funkce zadaného tepelného výměníku

Předmětem řešení analýzy tepelných ztrát je trubkový výměník tepla typu trubka v trubce, určený k ohřevu, resp. chlazení tekutých potravin, vody nebo vodní páry. Ohřev nebo chlazení probíhá prouděním horké vody, vodní páry, studené vody, solanky nebo glykolu v mezitrubkovém prostoru, zatímco látka, jež má být tepelně upravena, je dopravována svazkem trubek uvnitř pláště. Fotografie jednoho z konstrukčních řešení výměníku je uvedena na obr. 3.1.



Obr. 3.1 Výměník typu trubka v trubce pro potravinářské aplikace

Pro řešenou potravinářskou aplikaci je výměník vyroben z korozi-vzdorné oceli EN.1.4404 (AISI 316L) odolné proti kyselému a koroznímu prostředí potravinářských médií. Detail typických provedení svazku trubek těchto výměníků ilustruje obr. 3.2(a) a obr. 3.3(b).



(a) Výměník tepla v provedení s 19 trubkami



(b) Výměník tepla v provedení se 7 trubkami, segmentová přepážka

Obr. 3.2 Detail svazku trubek výměníků

Použití předmětných trubkových výměníků tepla je pro potravinářské účely typicky omezeno následujícími parametry:

1. Min./max. provozní tlak na straně pláště: 0/12 bar(g)
2. Min./max. provozní tlak v trubkovém prostoru: -1/30 bar(g)
3. Min./max. provozní teplota: -10/170 °C
4. Jako pracovních látek je dovoleno používat pouze vody, vodní páry, tekutých potravin, solanky nebo glykolu, popř. dalších látek.
5. Trubkový výměník tepla nesmí být vystaven účinku extrémně korozních prostředí.
6. Trubkový výměník tepla nesmí být vystaven účinku par nebo kapalin obsahujících chlor nebo chlorné ionty.

Případné překročení těchto hodnot zvyšuje riziko úniku pracovních látek z výměníku tepla, a v krajním případě může vést až k explozi zařízení, která hrozí opařením nebo jiným poraněním obsluhy.

Aby nedošlo k přetížení trubkového výměníku tepla nadměrnými hodnotami tlaku nebo teploty, je možné učinit některé z následujících opatření:

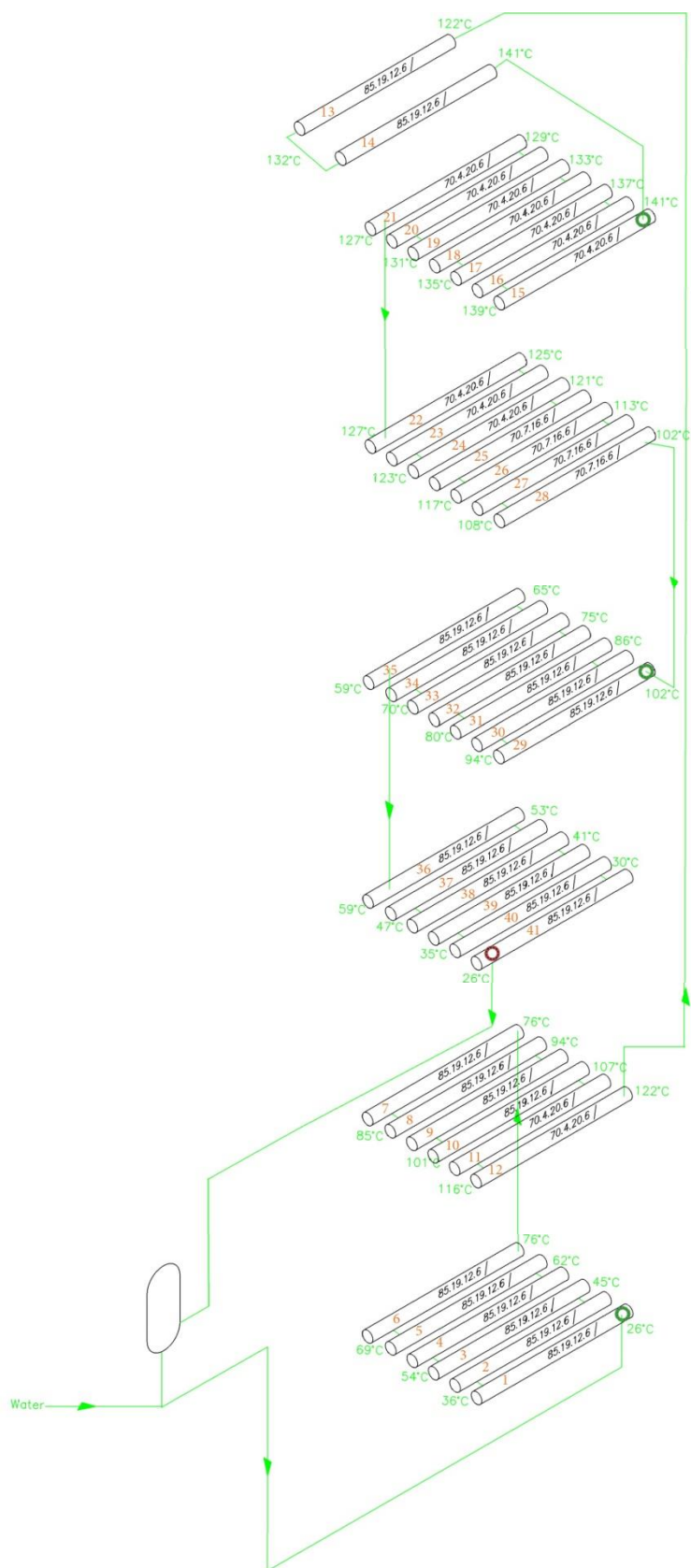
- buď zajistit, aby přívod pracovního média nepřesáhl omezení dané konstrukcí daného výměníku;
- nebo namontovat pojistný ventil s dostatečnou kapacitou, aby bylo možné určité množství média vypustit.

Poznámka: Provozní tlak je v praxi u těchto aplikací nejčastěji uváděn v jednotkách bar(g), někdy ve tvaru BARg nebo barg. Znamená to, že uvedená hodnota představuje přetlak v jednotkách bar, tj. rozdíl absolutního tlaku, který je větší než tlak referenční (atmosférický), a referenčního tlaku. Písmeno „g“ je potom zkratkou pro anglické „gauge/gauge pressure“, které indikuje, že jde právě o přetlak.

2.1.2 Výkresová dokumentace

Tepelné zpracování uvažované pracovní látky vyžaduje její ohřev na určitou teplotu. Princip ohřevu je takový, že ohřívající a ohřívané médium proudí soustavou výměníků tepla, které zprostředkovávají přenos tepelné energie – ohřívaná látka ve výměníku zvyšuje svou teplotu, zatímco teplota ohřívající látky se snižuje. Postupné navyšování teploty ohřívané látky zajišťuje menší či větší množství výměníků, ze kterých se tepelná soustava (výměníková síť) skládá; v každém z výměníků dochází jen k určitému dílčímu přírůstku teploty, definovanému rozdílem teplot pracovní látky na vstupu a na výstupu tepelného výměníku. Po dosažení výsledné specifické teploty následuje ochlazování média na jeho původní hodnotu.

Schéma ohřevu a ochlazování uvažované pracovní látky v řešené síti výměníků tepla, včetně jejích teplot na vstupu a na výstupu jednotlivých výměníků, je schematicky uvedeno na obr. 3.3.



Obr. 3.3 Schematické znázornění řešení výměníkové sítě

Jak je patrné z obr. 3.3, vychází, tj. počáteční teplota ohřívané látky je 26 °C a nejvyšší dosažená teplota během procesu je 141 °C. Za účelem postupného ohřevu je přitom použito čtrnácti výměníků, zatímco k ochlazování jich je potřeba téměř dvojnásobek, dvacet sedm. Celkový teplotní spád je proto při ochlazování rozdělen na více částí, čemuž odpovídají nižší hodnoty úbytků teploty pracovní látky mezi jednotlivými výměníky. Jako ohřívajícího média se používá horké vody.

Aby bylo možné popsat průmyslový případ řešit z pohledu tepelných ztrát, musí být kromě teplot, které ohřívaná látka po délce každého výměníku dosahuje, zadána i teplota okolí. Vzhledem k tomu, že výměníková konstrukce je umístěna v klimatizovaném prostředí závodní haly, teplota je v těchto prostorech udržována na konstantní hodnotě 25 °C.

Z obrázku si lze dále povšimnout, že u jednotlivých výměníků je uvedeno dvojí číselné označení. Čísla vyznačená oranžovou barvou (1 - 41) byla zavedena kvůli rozdělení výměníků při řešení tepelných ztrát a mají za úkol usnadnit přehled řešitele mezi jednotlivými výměníky během postupu.

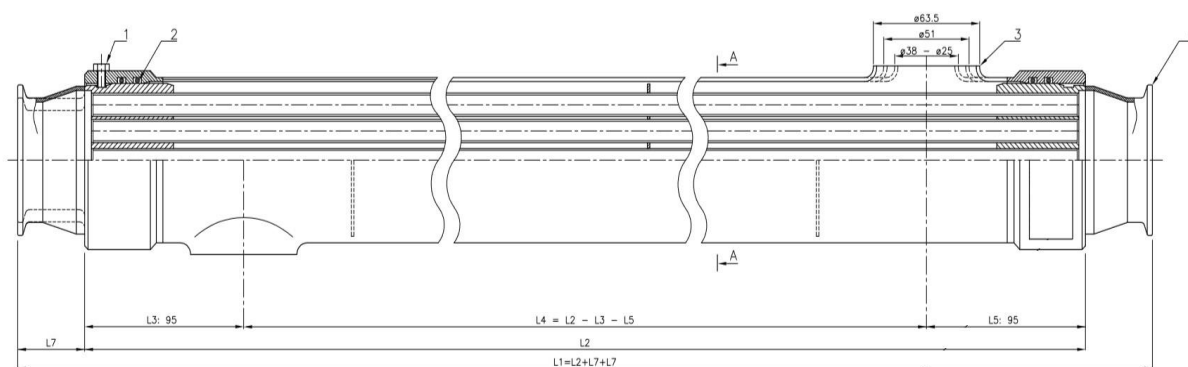
Číselné označení vyznačené černou barvou (např. 85.19.12.6, 70.4.20.6, ...) pro změnu souvisí se způsobem rozlišení různých typů výměníků z hlediska jejich konstrukce. Tato číselná kombinace charakterizuje rozměrové, hmotnostní a objemové parametry daného výměníku. Z hlediska analýzy tepelných ztrát jednotlivých výměníků ovšem jejich hmotnostní a objemové parametry nejsou potřeba. Důležitá je naopak hodnota vnějšího průměru pláště výměníku, tloušťka stěny (resp. vnitřní průměr pláště) a činná délka zvoleného výměníku.

Vnější průměr pláště výměníku je možné určit na základě výše zmíněného číselného označení:

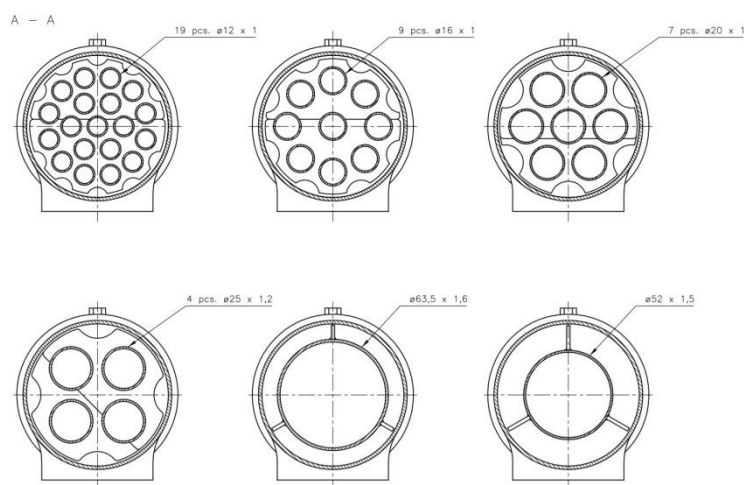


Na příkladu označení konkrétního výměníku lze určit také počet trubek, který daný výměník má. Tento parametr ovšem z hlediska řešení tepelných ztrát nehraje zásadní roli – je třeba znát především teplotu média proudícího v mezitrubkovém prostoru, kterou lze vyčíst z obr. 3.3.

Celá sestava všech jednačtyřiceti výměníků tepla je složena z výměníků o vnějším průměru pláště 70 mm a 85 mm. Výkresová dokumentace je v pohledu, polovičním řezu a příčném řezu pro případ výměníků o průměru pláště 85 mm znázorněna na obr. 3.4 a obr. 3.5.

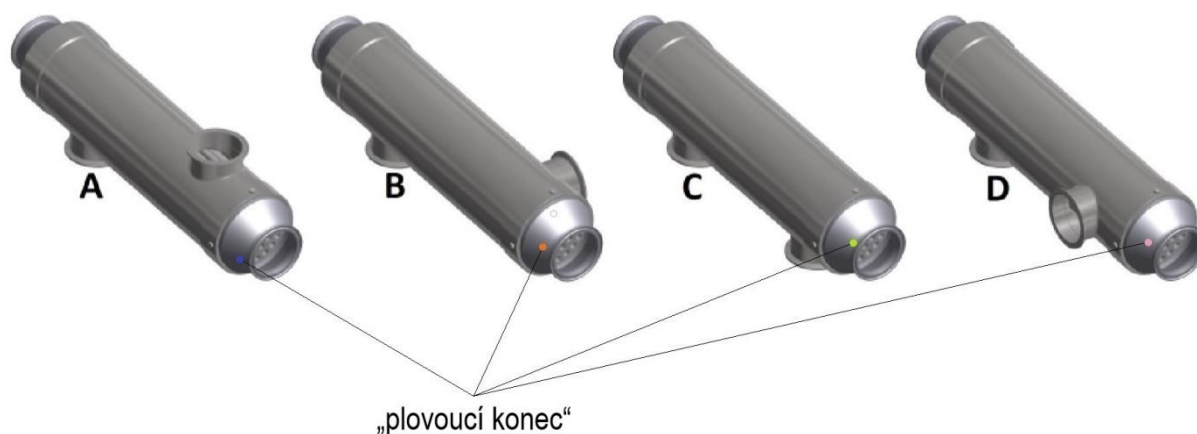


Obr. 3.4 Výměník o vnějším průměru pláště 85 mm - v pohledu a polovičním řezu



Obr. 3.5 Varianty provedení výměníků o vnějším průměru pláště 85 mm - v řezu

Příslušné přírubové spoje jsou s ohledem na zapojení výměníků provedeny tak, aby na ně během provozu nebylo vyvíjeno žádné významné zatížení. Výměníky tepla mají tzv. plovoucí konec (viz obr. 3.4 a 3.6). Plovoucí konec se používá u výměníků s rovnými trubkami, jejichž provoz je negativně ovlivněn teplotní dilatací trubek mezi trubkovnicemi. Použití těchto typů výměníků je proto omezeno na užší teplotní intervaly obou pracovních látek a na nižší tlaky [3]. Doplněním plovoucího konce je umožněno použití výměníků i při vyšších provozních parametrech.



Obr. 3.6 Ilustrace nezávislosti plovoucího konce na orientaci hrdel pláště

Tloušťka stěny pláště výměníku je pro všechny výměníky v řešené výměňkové síti stejná a má hodnotu 2 mm.

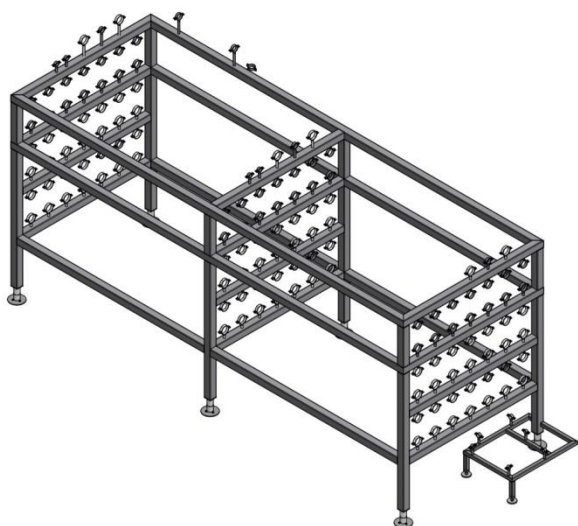
Stejná je i délka všech provozovaných výměníků, která je opět funkcí výše uvedeného číselného značení, viz tab. 3.1. V tabulce jsou tři různé typy výměníků, ze kterých se řešená síť výměny tepla skládá – aktivní délka každého výměníku v [mm] je potom dána parametrem L2.

Typ výměníku ve výměňkové síti	L2 [mm]
70.7.16.6	5952
70.4.20.6	5952
85.19.12.6	5952

Tab. 3.1 Délkové parametry výměníků ve výměňkové síti

Každý z jednačtyřiceti výměníků tepla je uložen v robustním ocelovém rámu, jehož svařovaná konstrukce je tvořena dutými ocelovými trubkami čtvercového průřezu. K rámu je každý z výměníků připevněn pomocí svorek, které umožňují snadnou montáž a také demontáž výměníku od procesního celku v případě úprav výrobní technologie. Uživatelům potravinářských tepelných systémů je dodavatelem technologie obvykle doporučeno alespoň jednou za rok provádět preventivní demontáž těchto upínacích svorkovnic, a to z důvodu inspekce vnitřních prostor trubkových výměníků.

Model 3D konstrukce ocelového rámu včetně nainstalovaných svorek sloužících k upevnění výměníků k rámu je uveden na obr. 3.7. Fotografie konkrétního provedení řešené výměňkové sítě v provozních podmínkách je na obr. 3.8.



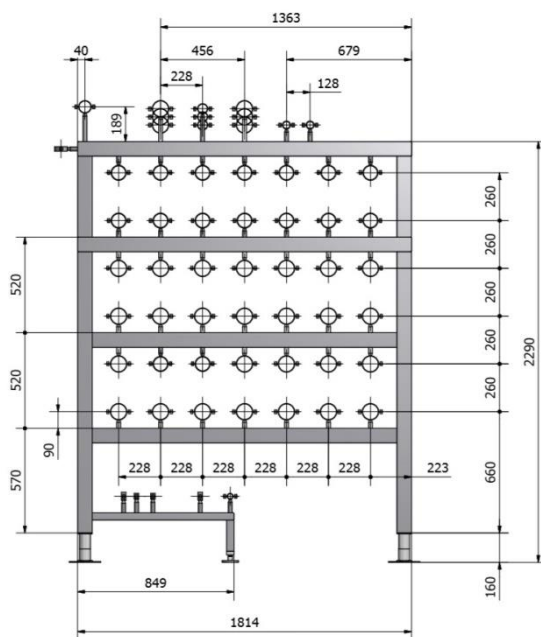
Obr. 3.7 Konstrukce ocelového rámu



Obr. 3.8 Soustava tepelných výměníků uložená v rámu

Za účelem stanovení ztrátového tepelného toku je nezbytné znát také rozteče výměníků v řadě a rozteče řad výměníků. Pro potřeby výpočtu je nutné posoudit, zda vzdálenost mezi jednotlivými výměníky tepla není taková, aby mohlo docházet k ovlivňování teplotního pole sousedních výměníků. Tato situace může nastat, pokud by rozteče mezi výměníky byly dostatečně malé.

Jak je ovšem patrné z rozměrů ocelového rámu na obr. 3.9, vzdálenost mezi jednotlivými výměníky je poměrně velká, a tak lze při výpočtu ztrátového tepelného toku konkrétního výměníku vliv teplotních polí okolních výměníků zanedbat. To zároveň znamená, že celkové tepelné ztráty procesní jednotky čítající celkem jednačtyřicet tepelných výměníků je možné určit jako součet ztrátových tepelných toků jednotlivých výměníků.



Obr. 3.9 Rozteče výměníků v řadě a rozteče řad výměníků

2.2 Stanovení ztrátového tepelného toku

Jak bude uvedeno, středobodem výpočtu tepelných ztrát řešeného teplosměnného zařízení je určení součinitele přestupu tepla, který ve vztahu pro ztrátový tepelný tok vystupuje. Ke stanovení součinitele se v dnešní době používá nejrůznějších metod (určení součinitele přestupu tepla z tvaru teplotního profilu v mezní vrstvě, výpočtem z diferenciálních rovnic apod.) založených na pokročilé výpočetní technice, některé jednoduché případy přenosu tepla ovšem umožňují řešit úlohu analyticky s využitím teorie podobnosti, takže použití specializovaných softwarových nástrojů není nutné. Jedním z takových případů je i zadaná průmyslová úloha, jejíž analýza je v rámci této kapitoly rozdělena do dvou bloků: teoretického úvodu do problematiky přenosu tepla a postupu stanovení ztrátového tepelného toku.

2.2.1 Teoretické základy přenosu tepla

K přenosu tepelné energie dochází dle [18] při vzájemné interakci soustavy s jejím okolím, nebo mezi dvěma soustavami: těmito interakcemi jsou buď práce, nebo teplo. Na rozdíl od případu, kdy se předpokládá tepelná rovnováha soustavy s jejím okolím (např. problematika cyklů poháněných tepelných strojů, návrh kompresoru atd.), pro přenos tepla ze soustavy do okolí a naopak platí, že musí existovat teplotní gradient. Pokud se systém a jeho okolí vyznačují stejnou teplotou, k přenosu tepla nedochází.

Mezi základní mechanismy přenosu tepla patří [19]:

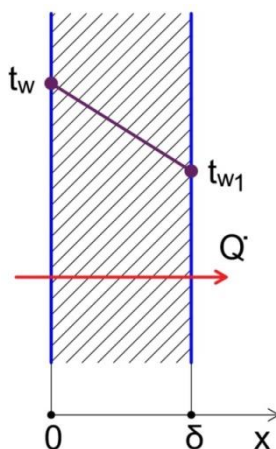
- **Vedení tepla** (kondukce) – kinetická energie neuspořádaného pohybu molekul se předává srážkami na sousední molekuly, a tak se přenáší teplo. Vedení dominuje v pevných látkách, ale i v tekutinách bez proudění. Vedení tepla dále zvyšují volné elektrony nebo ionty v tekutinách.
- **Konvekce** (proudění) – přenos tepla konvekcí se uskutečňuje při přemístění molekul v prostoru při nuceném nebo přirozeném proudění. Tento mechanismus přenosu tepla dominuje v tekutinách, může k němu docházet ale i v pevných látkách (difúze).
- **Záření** (radiace, sálání) – každé těleso o teplotě větší než 0 K vyzařuje fotony, které jsou kromě dalších i nositeli tepelné energie. Fotony se v transparentním prostředí šíří rychlostí světla.

Ze zadání řešeného případu, uvedeného v předchozí kapitole 3.1, je zřejmé, že převládajícím mechanismem přenosu tepla je v tomto případě vedení tepla stěnou pláště výměníku a konvektivní mechanismus okolního prostředí (vzduchu). S ohledem na tuto skutečnost jsou oba mechanismy detailněji rozebrány.

Přenos tepla vedením

Vedení tepla je možné charakterizovat jako přenos tepelné energie od částic s vyšší energií k částicím o energii nižší. Těmito částicemi jsou buď molekuly (u kapalin a plynů), nebo atomy (u tuhých látek). Vyšší teplota je přitom spojena s vyšší energií částice. Přenos tepla vedením je spjat s podmínkou existence gradientu teploty: je-li v látce zaručena existence teplotního gradientu, pak se přenos tepla uskutečňuje ve směru klesající teploty. To je v souladu s druhým termodynamickým zákonem, který říká, že teplo proudí samovolně z míst o teplotě vyšší do míst o teplotě nižší. [18]

Průběh teplotního profilu při vedení tepla rovinnou stěnou ve směru klesající teploty ilustrativně znázorňuje obr. 3.10.



Obr. 3.10 Přenos tepla vedením přes rovinnou stěnu o tloušťce δ

Matematický popis vedení tepla je dán Fourierovým zákonem:

Hustota tepelného toku \dot{q} (představující tepelný tok \dot{Q} vztažený na jednotku plochy S), která je přenášena vedením v dané látce, je přímo úměrná velikosti teplotního gradientu a má opačné znaménko než tento gradient.

Fourierův zákon lze v případě jednorozměrného problému vedení tepla psát ve skalární formě [18]:

$$\dot{q} = \lambda \cdot \frac{\Delta T}{\delta} \quad (2.1)$$

kde	\dot{q}	je hustota tepelného toku [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$]
	λ	je tepelná vodivost [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
	ΔT	je rozdíl teplot [K]
	δ	je tloušťka tělesa ve směru tepelného toku [m]

Tepelný tok lze získat vynásobením hustoty tepelného toku danou velikostí plochy výměny tepla:

$$\dot{Q} = \dot{q} \cdot S = \lambda \cdot S \cdot \frac{\Delta T}{\delta} \quad (2.2)$$

kde	\dot{Q}	je tepelný tok [W]
	S	je plocha výměny tepla (kolmá ke směru tepelného toku) [m^2]

Konstanta úměrnosti λ v rovnici (2.1) je veličina zvaná tepelná vodivost. Je to fyzikální vlastnost dané látky. Čím větší tepelnou vodivost látka nebo těleso má, tím menší klade odpor proti přenosu tepla z jedné strany na druhou (např. u rovinné stěny). Tepelná vodivost se prakticky u všech látek mění s teplotou. V případě malého teplotního intervalu předmětného tělesa lze ovšem předpokládat, že tepelná vodivost λ je v tomto intervalu konstantní, což vede ke zjednodušení výpočtu. [20]

Tepelné vodivosti různých vybraných látek se výrazně liší. Například u běžných kovů, jak je uvedeno v [20], tepelná vodivost dosahuje hodnot v řádu od $10 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ (ocel) po $100 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ (hliník, měď), tepelná vodivost vzduchu se pohybuje okolo $0,01 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$.

Přestože všechna reálná tělesa jsou ve skutečnosti třírozměrná, v praxi lze často některé případy považovat spolehlivě za jednorozměrné (1D). Redukce třírozměrné úlohy na jednorozměrnou znamená, že teplota se v daném tělese bude měnit pouze v závislosti na jedné souřadnici. Takovým případem je např. vedení tepla válcovou stěnou trubky, kterou protéká horká pára. Pokud je trubka po obvodu tepelně izolována, tepelný tok teče pouze v radiálním směru z vnitřního povrchu na vnější. Ve zbylých dvou směrech k přenosu tepla nedochází, a to z toho důvodu, že rozměry trubky jsou v těchto směrech mnohem větší, než je tloušťka stěny trubky. Tepelný tok je zanedbatelný, protože velká hodnota odporu proti vedení tepla zabraňuje toku tepla v tomto směru. [20]

Přenos tepla konvekci

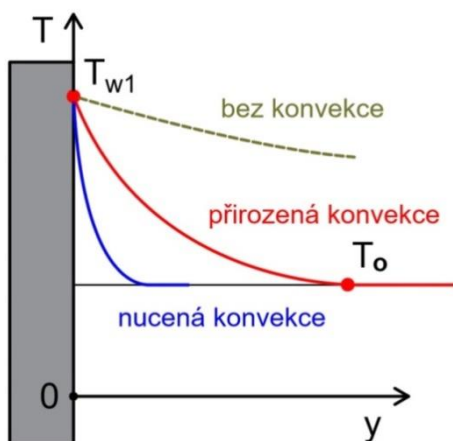
Konvekce je dle [18] kombinovaným mechanismem přenosu tepla, který spojuje:

- **kondukci** – náhodný pohyb molekul (difúze: vedení tepla v tekutinách) a
- **advekci** – objemový, makroskopický pohyb tekutiny. Tento mechanismus má při konvekci dominantní postavení.

Podle charakteru proudění pracovní látky se konvekce dělí na nucenou a přirozenou. Nucená konvekce je vyvolána například použitím ventilátoru, kompresoru nebo čerpadla. Přirozená konvekce je vyvolána rozdílem hustot, resp. teplot různých povrchů. [19]

Nejčastěji pozorovaným případem konvekce je přenos tepla mezi nějakým omezujícím povrchem a proudící tekutinou, mají-li různou teplotu. V blízkosti povrchu dochází k vytvoření tenké vrstvy tekutiny, ve které se rychlost proudění mění od nulové hodnoty až po tzv. rychlost volného proudu. [18]

Podobně se vytváří i tepelná mezní vrstva, jejíž tvar je odvozen od rychlosti proudění tekutiny. Průběh teplot v této vrstvě v závislosti na vzdálenosti od povrchu obtékaného tělesa ilustruje obr. 3.11.



Obr. 3.11 Průběh teplotního profilu v tepelné mezní vrstvě při konvektivním přenosu tepla

Jak uvádí [18], při konvektivním přenosu tepla dominuje v blízkosti povrchu mechanismus kondukce: rychlost tekutiny je v této oblasti nízká, na povrchu obtékaného tělesa rychlost klesá na nulu. Mechanismus advekce je realizován tak, že tekutina je z volného proudu strhávána do mezní vrstvy a následně je „smetena“ dolů po proudu.

Pro hustotu tepelného toku přenášenou konvektivním mechanismem platí vztah definovaný Newtonovým ochlazovacím zákonem:

$$\dot{q} = \alpha \cdot (T_W - T_\infty) \quad (2.3)$$

kde	α	je součinitel přestupu tepla [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
	T_W	je teplota povrchu [K]
	T_∞	je teplota tekutiny, resp. teplota okolí [K]

Součinitel přestupu tepla α závisí na vlastnostech tekutiny, na tvaru obtékaného povrchu, na konkrétním místě na povrchu, na typu proudění (laminární či turbulentní) a především na rychlosti proudění [19].

Tepelný tok lze pak vyjádřit následujícím vztahem:

$$\dot{Q} = \dot{q} \cdot S = \alpha \cdot S \cdot (T_W - T_\infty) \quad (2.4)$$

Veličina S ve vztahu (2.4) představuje plochu obtékaného povrchu.

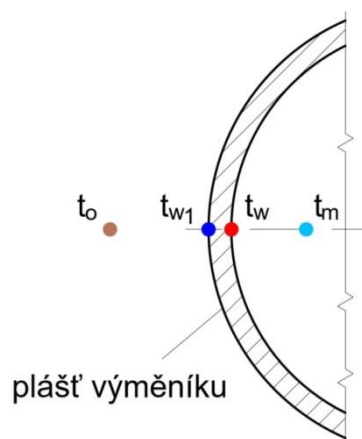
Jelikož určení velikosti teplosměnné plochy tepelného výměníku je ve většině případů snadné, redukuje se výpočet ztrátového tepelného toku na spolehlivé stanovení součinitelů přestupu tepla α pro každý zadaný případ. Právě stanovení těchto součinitelů bývá zásadním krokem výpočtu výměníků tepla, především v potravinářském a chemickém průmyslu. [21]

2.2.2 Vztahy pro výpočet ztrátového tepelného toku

Jak již bylo výše uvedeno, jsou u zadaného průmyslového případu dominantními mechanismy přenosu tepla vedení a konvekce.

Protože se naměřená, resp. zadaná data týkají pouze teploty média v mezitrubkovém prostoru (bez znalosti průtoku látky v mezitrubkovém prostoru), je z hlediska stanovení ztrátového tepelného toku třeba omezit se na případ, kdy k přenosu tepla dochází vedením přes plášť výměníku a (přirozenou) konvekcí do okolního prostředí. Tuto situaci je potom možné zjednodušeně schematicky znázornit rozložením teplot (viz obr. 3.12), kde: t_m je teplota média v mezitrubkovém prostoru, t_w je teplota na vnitřní straně povrchu pláště, t_{w1} je teplota na vnější straně povrchu pláště a t_o je teplota okolí.

Při předávání tepelné energie z vnějšího povrchu pláště výměníku do okolí se uplatňuje přirozená neboli volná konvekce. Pro tento druh konvekce je charakteristické, že pohyb tekutiny v systému – vzduchu v okolním prostředí – je vyvolán pouze sdílením tepla. Při výpočtu budou proto uvedeny vztahy zohledňující mimo jiné i tuto skutečnost.



Obr. 3.12 Schematické znázornění rozložení teplot v okolí pláště výměníku

Disipace tepla (akumulace tepla v plášti výměníku) se při výpočtech ztrátového tepelného toku z pláště výměníku zanedbává, a předpokládá se platnost základní tepelné bilance. Mezi ztrátami tepla vedením a konvekcí potom platí rovnost:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 \quad (2.5)$$

kde \dot{Q} je ztrátový tepelný tok [W]
 \dot{Q}_1 je ztrátový tepelný tok vedením [W]
 \dot{Q}_2 je ztrátový tepelný tok konvekcí [W]

Z tohoto principu vyplývá následující postup pro stanovení tepelných ztrát předmětné výměníkové sítě.

(1) Fyzikální vlastnosti vzduchu

Fyzikální vlastnosti vzduchu: hustota vzduchu, dynamická viskozita vzduchu, měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku a tepelnou vodivost vzduchu, které se vyskytují v Grashofově, resp. Prandtlově čísle, je možné odečítat z tabelovaných hodnot vzduchu nebo pomocí vhodných aproximačních vztahů.

Porovnáním tabelovaných hodnot a hodnot určených výpočtem bylo v rozsahu teplot $20 \div 100 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ověřeno, že vypočtené hodnoty vykazují dostatečnou shodu s hodnotami tabelovanými, a proto je ke stanovení fyzikálních vlastností vzduchu možné místo tabulek použít těchto vztahů.

Číselná hodnota hustoty vzduchu se získá přepočtem hustoty vzduchu za normálních podmínek na aktuální podmínky:

$$\rho_v = \rho_N \cdot \frac{273,15}{273,15 + t_v} \cdot \frac{p}{0,101325} \quad (2.6)$$

kde ρ_v je hustota vzduchu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
 ρ_N je hustota vzduchu za normálních podmínek [$\text{kg} \cdot \text{Nm}^{-3}$],
 $\rho_N = 1,29 \text{ kg} \cdot \text{Nm}^{-3}$
 t_v je výpočtová teplota vzduchu [$^{\circ}\text{C}$]

p je barometrický tlak [MPa]

Pro výpočet dynamické viskozity vzduchu lze použít tzv. Michejevův vztah dle [22]:

$$\eta_v = \eta_0 \cdot \frac{1 + \frac{c}{273,15}}{1 + \frac{c}{273,15 + t_v}} \cdot \sqrt{\frac{273,15 + t_v}{273,15}} \quad (2.7)$$

kde η_v je dynamická viskozita vzduchu [$\text{kg} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$]
 η_0 je konstanta [$\text{kg} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$], $\eta_0 = 1,725 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$
 c je konstanta [-], $c = 122$

Měrnou tepelnou kapacitu vzduchu za konst. tlaku lze stanovit z tzv. Neumannova vztahu [22]:

$$c_{pv} = 1,0 + 0,00018 \cdot t_v \quad (2.8)$$

kde c_{pv} je měrná tepelná kapacita za konst. tlaku [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

Měrná tepelná kapacita vzduchu c_{pv} vypočítaná pomocí vztahu (2.8) má jednotku [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$].

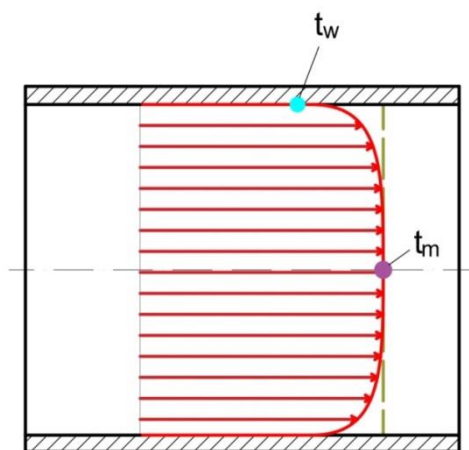
K výpočtu tepelné vodivosti vzduchu lze použít například tzv. Sutherlandův vztah [22]:

$$\lambda_v = 0,023 \cdot \frac{1,0 + 0,00194 \cdot T_v}{1 + \frac{117}{T_v}} \quad (2.9)$$

kde λ_v je tepelná vodivost vzduchu [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
 T_v je výpočtová teplota vzduchu [K]

(2) Teplota na vnitřní straně povrchu pláště výměníku

U pracovní látky proudící v mezitrubkovém prostoru se předpokládá turbulentní režim proudění. Protože teplota na vnitřní straně pláště výměníku t_w a střední teplota média t_m jsou si v případě turbulentního režimu blízké, lze považovat jejich rozdíl za zanedbatelný a pro zjednodušení předpokládat rovnost obou teplot (viz obr. 3.14).



Obr. 3.14 Schéma teplotního pole při turbulentním režimu proudění

Tento předpoklad lze popsat jako:

$$t_w \approx t_m \quad (2.10)$$

kde t_w je teplota na vnitřní straně pláště výměníku [°C]
 t_m je střední teplota média [°C]

Střední teplota média se stanoví ze vztahu:

$$t_m = \frac{t_1 + t_2}{2} \quad (2.11)$$

kde t_1 je teplota pracovní látky na vstupu do výměníku [°C]
 t_2 je teplota pracovní látky na výstupu z výměníku [°C]

Teploty t_1 a t_2 jsou pro každý z výměníků patrné z dříve uvedeného obr. 3.3.

(3) Nusseltovo číslo

Pro výpočet součinitele přestupu tepla α se používá Nusseltovo číslo Nu . Toto číslo vyjadřuje podobnost mezi přenosem tepla konvekcí a vedením v mezní vrstvě tekutiny [1].

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda_v} \quad (2.12)$$

kde Nu je Nusseltovo číslo [-]
 L je charakteristický rozměr [m]

Charakteristickým rozměrem L je v rovnici (2.12) vnější průměr pláště výměníku D . Součinitel přestupu tepla α je potom pomocí rovnice (2.13) vyjádřen ve tvaru:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_v}{L} = \frac{Nu \cdot \lambda_v}{D} \quad (2.13)$$

kde D je vnější průměr pláště [m]

Jak je ze vztahu (2.13) patrné, ke stanovení součinitele přestupu tepla α je třeba znát (kromě tepelné vodivosti vzduchu λ_v) hodnotu Nusseltova čísla Nu .

K výpočtu Nusseltova čísla lze použít vztah pro volnou konvekci z horizontálního válcového povrchu dle [23]:

$$Nu = \left(0,6 + 0,387 \cdot (Ra \cdot f_{3(Pr)})^{\frac{1}{6}} \right)^2 \quad (2.14)$$

kde Ra je Rayleighovo číslo [-]
 $f_{3(Pr)}$ je korekční součinitel [-]

Korekční součinitel $f_{3(Pr)}$ je funkcí Prandtlova čísla Pr . V případě, že okolním prostředím je vzduch za atmosférického tlaku, lze dle [23] hodnotu Pr odečíst z tab. 3.2.

Pr	0,01	0,70	7	100	∞
$f_{3(Pr)}$	0,015	0,325	0,681	0,911	1

Tab. 3.2 Číselné hodnoty korekčního součinitele $f_{3(Pr)}$ v závislosti na hodnotě Prandtlova čísla Pr

Hodnota Prandtlova čísla Pr se pro suchý vzduch mění v širokém rozsahu teplot jen nepatrně. Jelikož zadaná teplota okolního prostředí (vzduchu) je 25 °C, vede číselné vyjádření Prandtlova čísla na hodnotu $Pr = 0,70$. Korekční součinitel se pak na základě tab. 3.2 stanoví jako $f_{3(Pr)} = 0,325$.

(4) Rayleighovo číslo

Ke stanovení hodnoty Nusseltova čísla Nu je nutné znát hodnotu Rayleighova čísla Ra , které je součinem Grashofova čísla Gr a Prandtlova čísla Pr [23]:

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (2.15)$$

kde Gr je Grashofovo číslo [-]
 Pr je Prandtlovo číslo [-]

(5) Grashofovo číslo

Grashofovo číslo Gr vyjadřuje poměr vztlačových a třecích sil v proudící tekutině [1]. Stanoví se ze vztahu:

$$Gr = \frac{L^3 \cdot \rho_v^2 \cdot g \cdot \beta_v \cdot \Delta t}{\eta_v^2} = \frac{D^3 \cdot \rho_v^2 \cdot g \cdot \beta_v \cdot (t_{w1} - t_o)}{\eta_v^2} \quad (2.16)$$

kde g je tíhové zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]
 β_v je objemová roztažnost vzduchu [K^{-1}]
 t_{w1} je teplota na vnější straně pláště výměníku [$^{\circ}\text{C}$]
 t_o je teplota okolí [$^{\circ}\text{C}$], $t_o = 25^{\circ}\text{C}$

Veličina L v rovnici (2.16) označuje charakteristický rozměr, kterým je v tomto případě opět vnější průměr pláště výměníku D .

Objemová roztažnost vzduchu β_v se určí pomocí vztahu:

$$\beta_v = \frac{1}{T_v} \quad (2.17)$$

Přičemž mezi teplotou vzduchu v [K] a teplotou vzduchu v [$^{\circ}\text{C}$] platí známý vztah:

$$T_v = 273,15 + t_v \quad (2.18)$$

(6) Výpočtová teplota vzduchu

Střední výpočtovou hodnotu teploty vzduchu potřebnou pro stanovení objemové roztažnosti vzduchu β_v i ostatních fyzikálních vlastností vzduchu v oblasti výměníků tepla je možné stanovit podle vztahu:

$$t_v = \frac{t_o + t_{w1}}{2} \quad (2.19)$$

V tomto vztahu značí t_{w1} teplotu vnějšího povrchu pláště výměníku, která se stanovuje z předpokladu, že teploty na vnitřní a vnější straně povrchu pláště jsou přibližně stejné, tj. $t_{w1} \approx t_w$.

(7) Prandtlovo číslo

Prandtlovo číslo Pr charakterizuje fyzikální podobnost tekutin při přenosu tepla, která zahrnuje spojitost mezi hydrodynamickými poměry proudící látky a podmínkami konvektivního přenosu tepla v tekutině. [1]

$$Pr = \frac{c_{pv} \cdot \eta_v}{\lambda_v} \quad (2.20)$$

(8) Plocha výměníku

Plocha pláště výměníku představuje vnější povrch pláště a vypočítá se jako:

$$A = \pi \cdot D \cdot L2 \quad (2.21)$$

kde A je plocha pláště výměníku [m^2]
 $L2$ je činná délka výměníku [m]

Ke stanovení rozměrů D a $L2$ výměníků ve výměníkové síti slouží tab. 3.1.

(9) Ztrátový tepelný tok

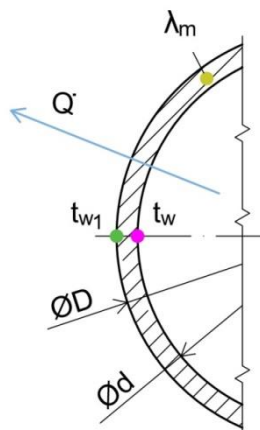
V souladu se značením provedeným na obr. 3.12 lze ztrátový tepelný tok vedením v jednorozměrném tvaru vyjádřit vztahem:

$$\dot{Q} = \frac{\lambda_m}{\delta} \cdot A \cdot (t_w - t_{w1}) \quad (2.22)$$

kde λ_m je tepelná vodivost materiálu pláště výměníku [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
 δ je tloušťka pláště výměníku [mm]

Vzhledem k tomu, že poměr vnějšího a vnitřního průměru pláště je u všech výměníků ve výměníkové síti $D/d < 2$, je možné tuto rovnici s dostatečnou přesností použít (viz [24]), aniž by bylo třeba použít (složitějšího) vztahu pro vedení tepla válcovou stěnou.

Situaci pro názornost ilustruje obr. 3.13, kde: t_w je teplota na vnitřní straně pláště, t_{w1} je teplota na vnější straně pláště, \dot{Q} je ztrátový tepelný tok, λ_m je tepelná vodivost materiálu pláště výměníku, d je vnitřní průměr pláště a D je vnější průměr pláště.



Obr. 3.13 Schematické znázornění parametrů ztrátového toku vedením tepla stěnou pláště

To, že parametry řešeného průmyslového případu vyhovují podmínkám použití tohoto vztahu, lze ověřit dosazením rozměrů obou typů předmětných výměníků:

$$\frac{D}{d} = \frac{85 \text{ mm}}{81 \text{ mm}} = 1,05 < 2$$

$$\frac{D}{d} = \frac{70 \text{ mm}}{66 \text{ mm}} = 1,06 < 2$$

Obdržené výsledky poukazují, že pro výpočet ztrátového tepelného toku vedením je možné použít výše uvedený vztah (2.22).

(Vnější průměr pláště výměníku je možné odečíst z tab. 3.1; vnitřní průměr pláště se určí pomocí zadané tloušťky stěny pláště: $\delta = 2 \text{ mm}$.)

Rovnici ztrátového tepelného toku konvekcí lze s ohledem na zavedené značení vyjádřit vztahem:

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot (t_{w1} - t_o) \quad (2.23)$$

Vzhledem k tomu, že rovnice (2.22) a (2.23) vyjadřují tentýž ztrátový tepelný tok, je možné tyto vztahy sloučit do vztahu jediného, charakterizujícího souhrnně tento případ prostupu tepla. Tato úprava je provedena například v [24] a jejím výsledkem je potom následující rovnice:

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot (t_w - t_o) \quad (2.24)$$

v níž k je součinitel prostupu tepla [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$], který se vypočte ze vztahu:

$$k = \frac{1}{\frac{\delta}{\lambda_m} + \frac{1}{\alpha}} \quad (2.25)$$

2.3 Výpočtový nástroj „Kalkulátor“

Za účelem stanovení tepelných ztrát předmětné výměňkové sítě byl vytvořen výpočtový nástroj s názvem: „Kalkulátor ztrátového tepelného toku“. Hlavním úkolem tohoto jednoduchého výpočtového programu, který vznikl v prostředí Microsoft Office Excel, je usnadnění a urychlení výpočtu tepelných ztrát všech jednačtyřiceti výměníků tepla, ze kterých se výměňková síť skládá.

Výpočtový nástroj je složen ze dvou částí, rozdělených do dvou pracovních listů (List1, List2). V první části (List1) je provedeno vlastní výpočtové stanovení ztrátového tepelného toku, jehož struktura se člení do čtyř podoblastí: vstupní data, vlastní výpočtová sekvence (výpočet), výsledný ztrátový tepelný tok a kontrola správnosti výpočtu. Jednotlivé části výpočtu budou nyní blíže představeny.

1. Vstupní data

Oblast „Vstupní data“ je uspořádána do tabulky, do níž se vkládají vstupní hodnoty parametrů vystupujících ve výpočtu tepelných ztrát, a informace o řešeném výměníku (např. číselné označení výměníku ve výměníkové síti, materiál pláště výměníku).

Struktura oblasti vstupních dat je v prostředí výpočtového nástroje ilustrativně znázorněna na obr. 3.14.

10	Poznámka: Vstupní data zadávejte do barevně označených buněk v				
11	příslušných jednotkách.				
12					
13	1. VSTUPNÍ DATA				
14					
15					
16	Číslo tepelného výměníku:				
17	n	=	1		
18					
19	Teplota pracovní látky na vstupu:				
20	t_1	=	26	°C	
21					
22	Teplota pracovní látky na výstupu:				
23	t_2	=	36	°C	
24					
25	Teplota okolí:				
26	t_o	=	25	°C	
27					
28	Označení výměníku:				
29	85.19.12.6				
30					
31	Vnější průměr pláště výměníku:				
32	D	=	85	mm	
33					
34	Tloušťka pláště výměníku:				
35	δ	=	2	mm	
36					
37	Délka výměníku:				
38	L2	=	5952	mm	
39					
40	Materiál pláště výměníku:				
41	EN 1.4404, AISI 316L				
42					
43	Tepelná vodivost materiálu pláště:				
44	λ_m	=	15	W·m ⁻¹ ·K ⁻¹	
45					

Obr. 3.14 Ukázka prostředí výpočtového nástroje – oblast „Vstupní data“

2. Výpočet

Vstupní hodnoty zadané v předchozím bloku si přebírá sekce „Výpočet“, ve které jsou postupně uvedeny veškeré dílčí kroky výpočtu vedoucího na stanovení ztrátového tepelného toku.

Podmínkou stanovení tepelných ztrát je určení jednotlivých parametrů výpočtu v dílčích mezivýpočtech, ve kterých jsou zahrnuty: název veličiny, jejíž hodnota se počítá; rovnice, kterou je příslušná veličina popsána; legenda k neznámým parametrům vyskytujícím se v rovnici; dosazení a vyjádření číselné hodnoty předmětné veličiny, příp. předpoklady nebo výchozí odhady některých vstupních hodnot. Význam každého z neznámých parametrů je při jejich prvním výskytu uveden v legendě pod danou rovnici. Vystupují-li tyto veličiny i v dalších vztazích, v legendě již nejsou podruhé zahrnuty.

Situaci pro názornost ilustruje blok výpočtu Grashofova čísla uvedený na obr. 3.15.

142	(4) Grashofovo číslo:					
143						
144	$Gr = \frac{L^3 \cdot \rho_v^2 \cdot g \cdot \beta_v \cdot \Delta t}{\eta_v^2} = \frac{D^3 \cdot \rho_v^2 \cdot g \cdot \beta_v \cdot (t_{w1} - t_o)}{\eta_v^2}$				[-]	10
145						
146						
147						
148	L	...	charakteristický rozměr			
149	g	...	tíhové zrychlení			
150	β_v	...	objemová roztažnost vzduchu			
151	D	...	vnější průměr pláště výměníku			
152						
153	g	=	9,81	m·s ⁻²		
154						
155	$\beta_v = \frac{1}{T_v}$		[K ⁻¹]	11		
156						
157						
158	β_v	=	0,003320604	K ⁻¹		
159						
160	Gr	=	472554,381			

Obr. 3.15 Ukázka prostředí výpočtového nástroje – oblast „Výpočet“

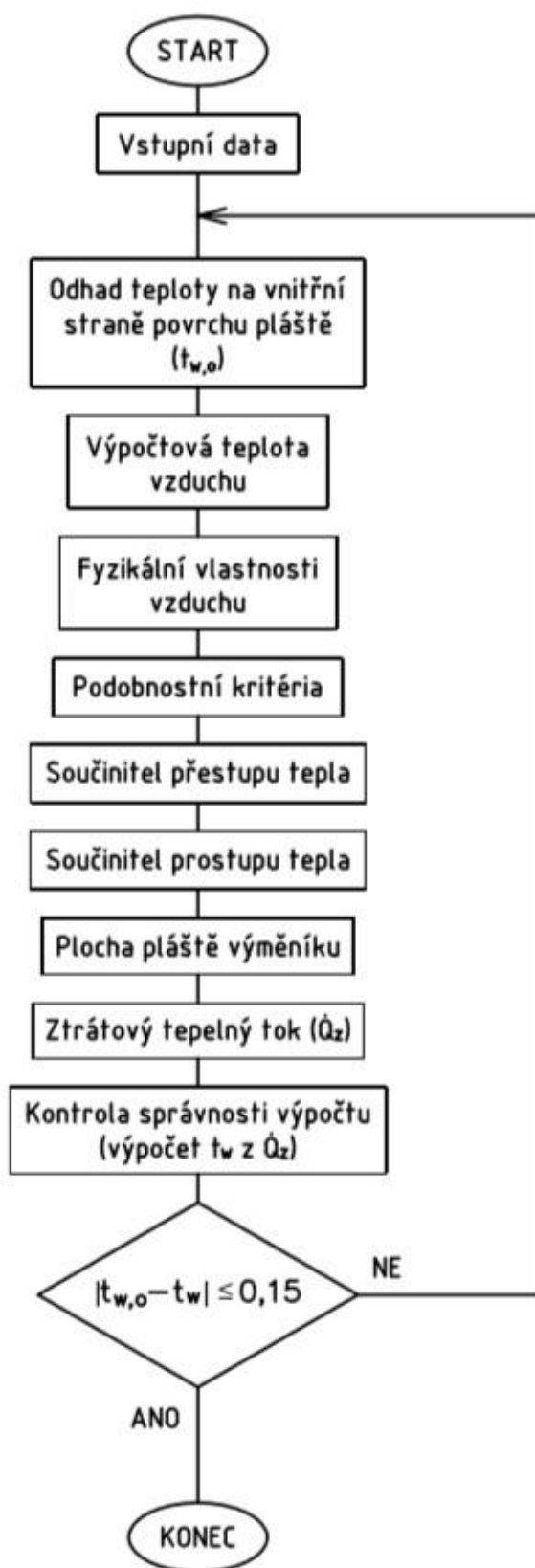
3. Ztrátový tepelný tok

Aby bylo možné výsledky v prostředí výpočtového nástroje rychle dohledat, je výsledná číselná hodnota tepelných ztrát konkrétního výměníku určená v rámci sekce „Výpočet“ pro přehlednost uvedena a zvýrazněna také v oblasti pod názvem „Ztrátový tepelný tok“.

4. Kontrola správnosti výpočtu

Po ukončení výpočtu je automaticky provedena kontrola jeho správnosti. Ta spočívá v tom, že se porovnávají počáteční odhady vybraných fyzikálních veličin a jejich číselné hodnoty vyjádřené na základě vypočtených tepelných ztrát. Konkrétně se zjišťuje rozdíl odhadované a z výsledku výpočtu dopočtené hodnoty teploty na vnitřní straně povrchu pláště výměníku t_w . Je-li rozdíl těchto hodnot větší než 0,15 °C, zobrazí se chybová hláška, která řešitele vyzve k úpravě výchozího odhadu teploty. V opačném případě je řešitel informován, že výpočet proběhl v pořádku (výchozí odhad je dostatečně přesný a není třeba jej dále upravovat).

Algoritmus výpočtu ztrátového tepelného toku, který dává do souvislosti všechny výše uvedené podoblasti výpočtu, je uveden na následujícím obr. 3.16.



Obr. 3.16 Algoritmus výpočtu ztrátového tepelného toku

Obsahem druhé části (List2) je potom výstupní protokol, ve kterém jsou vedle vstupních dat a dalších informací o řešeném výměníku zadávaných v první části (List1) výpočtového nástroje uvedeny výsledné hodnoty jednotlivých vypočtených veličin, včetně sledovaného ztrátového tepelného toku.

Strukturu výstupního protokolu ilustruje obr. 3.17 na případu výstupního protokolu pro počítaný výměník č. 1 z výměníkové sítě (viz schéma na obr. 3.3).

1	VSTUPNÍ DATA						
2							
3	Označení výměníku	85.19.12.6					
4	Číslo tepelného výměníku	n	=	1		[-]	
5	Teplota pracovní látky na vstupu	t_1	=	26		[°C]	
6	Teplota pracovní látky na výstupu	t_2	=	36		[°C]	
7	Teplota okolí	t_o	=	25		[°C]	
8	Vnější průměr pláště výměníku	D	=	0,085		[m]	
9	Tloušťka pláště výměníku	δ	=	0,002		[m]	
10	Délka výměníku	L2	=	5,952		[m]	
11	Materiál pláště výměníku	EN 1.4404, AISI 316L					
12	Tepelná vodivost materiálu pláště	λ_m	=	15		[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	
13							
14	VÝSLEDKY VÝPOČTU						
15							
16	Teplota na vnitřní straně povrchu pláště	t_w	=	31		[°C]	
17	Výpočtová teplota vzduchu	t_v	=	28,000		[°C]	
18	Hustota vzduchu	ρ_v	=	1,170059771		[kg·m ⁻³]	
19	Dynamická viskozita vzduchu	η_v	=	0,000		[kg·s·m ⁻²]	
20	Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku	c_{pv}	=	1005,040		[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	
21	Tepelná vodivost vzduchu	λ_v	=	0,026		[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	
22	Grashofovo číslo	Gr	=	472554,381		[-]	
23	Prandtlovo číslo	Pr	=	0,714		[-]	
24	Rayleighovo číslo	Ra	=	337494,940		[-]	
25	Nusseltovo číslo	Nu	=	10,742		[-]	
26	Součinitel přestupu tepla	α	=	3,316		[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	
27	Součinitel prostupu tepla	k	=	3,315		[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	
28	Plocha pláště výměníku	A	=	1,589		[m ²]	
29	Ztrátový tepelný tok	\dot{Q}	=	31,613		[W]	
30							
31	Výpočet proběhl v pořádku.						
32							

Obr. 3.17 Ukázka prostředí výpočtového nástroje – oblast „Protokol“

2.4 Sumarizace dosažených výsledků

S využitím vytvořeného výpočtového nástroje, uvedeného v předchozí kapitole, byly vyhodnoceny tepelné ztráty každého z jednačtyřiceti výměníků tepla tvořících předmětnou výměňkovou síť. Výsledky výpočtu ztrátového tepelného toku jednotlivých výměníků jsou přehledně uvedeny v tab. 3.3.

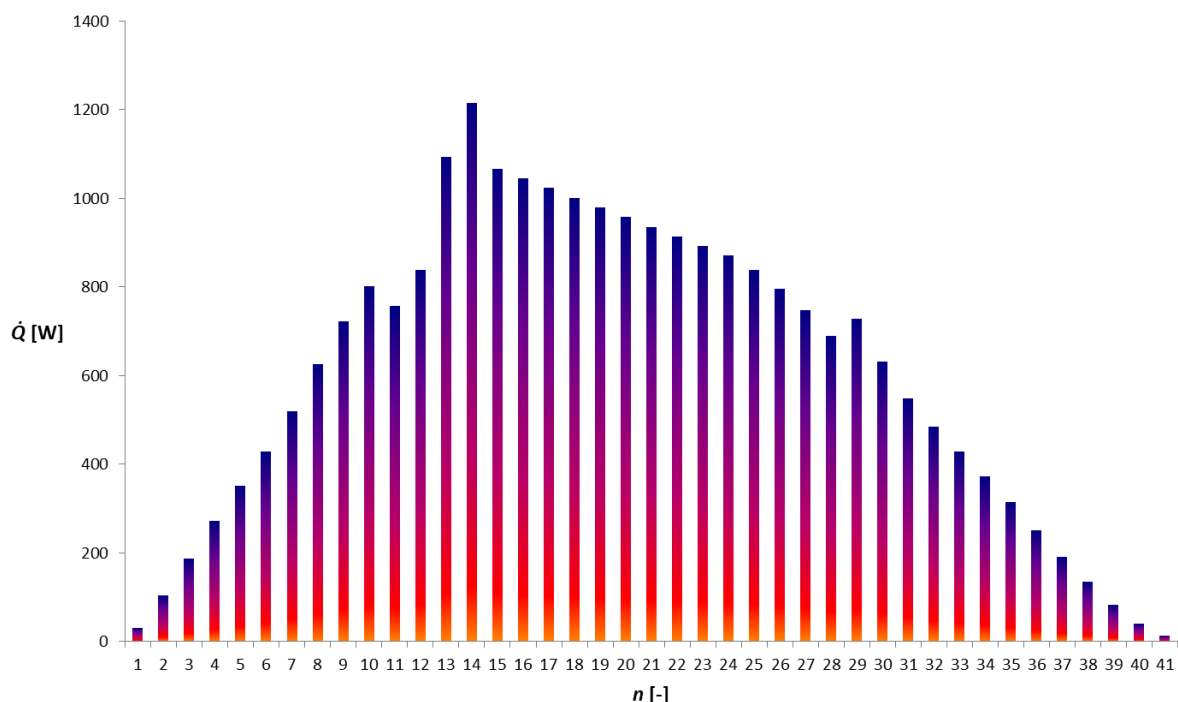
Číslo výměníku	Ztrátový tepelný tok	Číslo výměníku	Ztrátový tepelný tok
$n [-]$	$\dot{Q} [W]$	$n [-]$	$\dot{Q} [W]$
1	31,613	22	914,117
2	105,169	23	892,43
3	187,43	24	870,806
4	272,459	25	838,493
5	351,942	26	795,651
6	429,165	27	747,807
7	520,405	28	689,88
8	626,237	29	728,789
9	722,694	30	632,204
10	802,484	31	549,489
11	758,405	32	485,85
12	838,493	33	429,165
13	1093,005	34	373,731
14	1215,983	35	314,391
15	1067,537	36	251,922
16	1045,46	37	192,257
17	1023,434	38	136,026
18	1001,459	39	84,186
19	979,539	40	41,942
20	957,673	41	13,149
21	935,866	Σ	24948,737

Tab. 3.3 Výsledky výpočtu tepelných ztrát jednotlivých výměníků tepla

Celkový ztrátový tepelný tok výměňkové sítě $\dot{Q}_c [W]$ je potom dán součtem tepelných ztrát jednotlivých výměníků (viz tab. 3.3):

$$\dot{Q}_c = 24948,737 \text{ W} \doteq 25 \text{ kW}$$

Výsledná data z tab. 3.3 byla dále zpracována do grafu (viz obr. 3.18) znázorňujícího závislost vypočteného ztrátového tepelného toku na číselném označení konkrétního výměníku ve výměníkové síti (číslování jednotlivých výměníků vychází z obr. 3.3).



Obr. 3.18 Graf ztrátových tepelných toků \dot{Q} jednotlivých výměníků

Z hodnot zaznamenaných do grafu je (ve srovnání s obr. 3.3) zřejmé, že s rostoucí teplotou pracovního média v plášti výměníku roste i ztrátový tepelný tok, který svého maxima dosahuje v případě výměníku s číselným označením $n = 14$ (rozsah teplot pracovní látky: $132 \div 141$ °C). Pracovní médium se poté postupně ochlazuje, čemuž opět odpovídá i klesající hodnota tepelných ztrát jednotlivých výměníků.

Číselné označení jednotlivých výměníků, uvedené v obr. 3.3, je z hlediska schematického znázornění řešené výměníkové sítě funkcí střední teploty pracovního média v mezitrubkovém prostoru a příslušných rozměrů výměníku, tj. vnějšího průměru pláště. Obr. 3.18 lze proto interpretovat také jako graf závislosti ztrátového tepelného toku na výše uvedených vstupních parametrech.

2.5 Celkové zhodnocení a diskuse výsledků

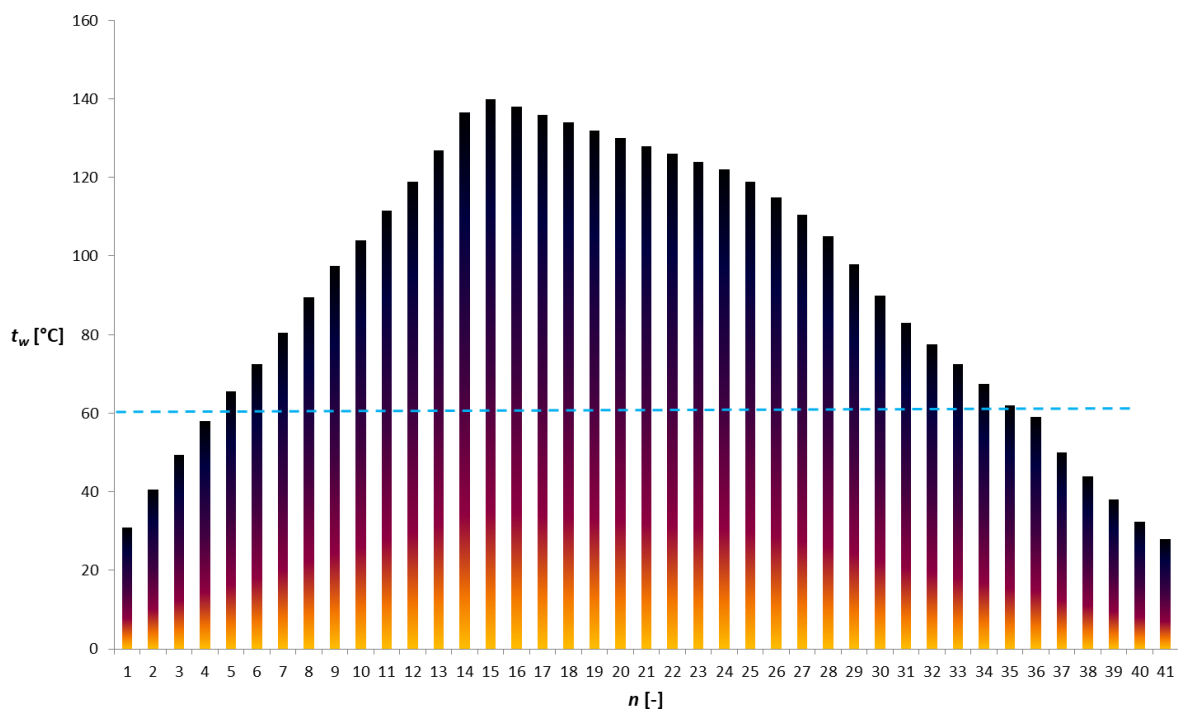
O tom, zda je u předmětné výměňkové sítě vhodné uvažovat o použití tepelné izolace, lze rozhodnout na základě analýzy vypočtených tepelných ztrát řešené výměňkové sítě, resp. na základě střední teploty pláště jednotlivých výměníků.

Ačkoliv by se mohlo zdát, že za tímto účelem postačí provést pouze vyhodnocení výše obdrženého ztrátového tepelného toku každého z výměníků, není tomu tak, jelikož při rozhodování o instalaci tepelné izolace je nutné brát na vědomí také bezpečnostní riziko, které vysoká teplota pláště některých výměníků tepla může představovat pro obsluhu provozu. Pro rozhodnutí o použití tepelné izolace je tedy třeba provést alespoň základní analýzu každého z obou zmíněných hledisek.

Jak již bylo dříve zmíněno, teplota pracovního prostředí výrobní haly, v níž se předmětná teplosměnná jednotka nachází, je pomocí klimatizace udržována na konstantní teplotě 25 °C. Aby klimatizace vyrovnala přírůstek teploty, který vznikne vlivem generovaného odpadního tepla z výměňkové sítě, musí mít výkon minimálně 25 kW, což není zcela zanedbatelná hodnota. Případná tepelná izolace by tak znamenala nejen snížení nákladů na provoz výrobní technologie, ale v konečném důsledku by se její vliv pozitivně projevil i redukcí emisí ve smyslu snížení spotřeby primárního paliva potřebného pro přípravu horké pracovní látky proudící řešenou výměňkovou sítí.

Za úvahu však stojí i zvážení režimu provozu výměňkové sítě v zimním období, kdy ztrátové teplo odcházející z předmětné výměňkové sítě může být využíváno k vytápění prostředí výrobní haly, v níž je výměňková síť umístěna.

Míru použití tepelné izolace je třeba zhodnotit také ze zmíněného bezpečnostního hlediska. Obvykle projekční předpisy uvádí, že z bezpečnostních důvodů pro obsluhu by povrchová teplota výměníků tepla neměla přesáhnout hodnotu 55 ÷ 60 °C, a to z důvodu zamezení rizika poranění popálením. Jak je ovšem patrné z následujícího grafu na obr. 3.19 (vytvořeného na základě vypočtených hodnot), povrchová teplota pláště jednotlivých výměníků je značně rozdílná a značné množství výměníků, z nichž je řešená výměňková síť tvořena, tomuto požadavku na bezpečnost provozu nevyhovuje.



Obr. 3.19 Graf teploty na vnitřní straně povrchu pláště t_w jednotlivých výměníků

Z obr. 3.19 je patrné, že se konkrétně jedná o výměníky č. 5 - 35, které už z tohoto důvodu doporučuji zaizolovat. Pokud by provozovatel výměňkové sítě přesto z nějakého důvodu nezbytně vyžadoval provozovat neizolované výměníky, doporučoval bych alespoň v rámci možností snažit se přeskupit umístění výměníků na podpěrné konstrukci ocelového rámu tak, aby se výměníky s horkým pláštěm nacházely pokud možno uprostřed výměňkové konstrukce nebo na jejích horních pozicích, a alespoň tímto způsobem se tak snížilo riziko kontaktu obsluhy s horkým povrchem pláště u dotyčných výměníků. A výměníky tepla, jejichž plášť není tak horký, se snažit umístit po obvodu ocelové konstrukce výměňkové sítě. I přesto bych však každopádně doporučoval za nezbytné pořídit pro obsluhu adekvátní pracovní oděv a vybavení pro práci v prostředí s rizikem popálení.

3 Závěr

Bakalářské práce se zabývá problematikou výpočtu tepelných ztrát provozované výměňkové sítě potravinářské výrobní technologie spolu s vyhodnocením obdržených výsledků z pohledu potřeby použití tepelné izolace.

V první části práce je provedeno seznámení se s problematikou nejběžněji používaných výměníků tepla, jejich účelem a členěním podle základních hledisek, a v potřebné míře je zde prostor věnován také významu izolace průmyslových tepelných výměníků, problematice odpadního tepla a nejčastějším druhům tepelné izolace, které jsou na trhu k dispozici. V druhé části, zabývající se řešením zadaného průmyslového případu, je nejprve představena funkce a provozní parametry jednotlivých výměníků tepla, které tvoří předmětnou výměňkovou síť, doplněné o poskytnutou výkresovou dokumentaci. Následně je uveden postup stanovení ztrátového tepelného toku, který vedle vztahů použitých pro výpočet tepelných ztrát uvádí v nezbytné míře také teoretické základy přenosu tepla. Za účelem automatizace výpočtu ztrátového tepelného toku je potom v prostředí Microsoft Office Excel vytvořen praktický výpočtový nástroj, pomocí kterého je proveden výpočet tepelných ztrát každého z jednačtyřiceti výměníků tvořících řešenou výměňkovou síť.

V řešené výměňkové síti je pracovní látkou proudící v mezitrubkovém prostoru výměníků voda, která se (viz obr. 3.3) průchodem částí výměňkové sítě nejprve ohřívá (když přejímá teplo z teplejší pracovní látky proudící v trubkovém prostoru dotýčných výměníků) a následně se v další části výměňkové sítě ochlazuje (když předává teplo chladnější pracovní látce proudící v trubkovém prostoru dotýčných výměníků tepla). Z obdržených výsledků provedených výpočtů je zřejmé, že tepelné ztráty provozovaných výměníků tepla jsou funkcí zejména střední teploty pracovní látky proudící v mezitrubkovém prostoru výměníků výměňkové sítě (tj. zmíněné vody) a dále funkcí orientace a hlavních rozměrů jednotlivých výměníků (vnějšího průměru pláště a délky výměníků). Velikost tepelných ztrát proto koresponduje s rostoucím, resp. klesajícím trendem zmíněné střední teploty pracovního média proudící v mezitrubkovém prostoru jednotlivých výměníků tepla.

Na základě provedených výpočtů bylo také zjištěno, že výsledná tepelná ztráta výměňkové sítě činí přibližně 25 kW, což se jeví jako dosti vysoká hodnota, která vzhledem k vnitřnímu umístění výrobní linky klade příslušným způsobem nároky nejen na provoz klimatizační jednotky výrobní haly, ale i zvýšené nároky na bezpečnost provozu a obsluhy předmětné výrobní technologie. Detailní diskuse potenciálních možností využití, resp. eliminace ztrátového tepla je provedena v závěrečné části bakalářské práce věnované diskusi obdržených výsledků. Souhrnně lze pak výsledky provedené diskuse na tomto místě shrnout do konstatování, že velikost ztrátového tepelného toku zjištěná pro zadanou výměňkovou síť je významná a doporučuje se proto její eliminace použitím tepelné izolace.

Seznam zdrojů

- [1] STEHLÍK, Petr, Josef KOHOUTEK a Jan NĚMČANSKÝ. *Tepelné pochody: výpočet výměníku tepla*. 1. Vyd. Brno: VUT Brno, 1991. ISBN 80-214-0363-2.
- [2] ŠESTÁK, Jiří a Rudolf ŽITNÝ. *Tepelné pochody. II, Výměníky tepla, odpařování, sušení, průmyslové pece a elektrický ohřev*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2000. ISBN 80-01-01630-7.
- [3] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. 2. Vyd. Brno: CERM, 2013. ISBN 978-80-214-4770-7.
- [4] BROGAN, R.J. Heat Exchangers. In: *Thermopedia* [online]. 2011 [cit. 2019-04-20]. Dostupné z: <http://www.thermopedia.com/content/832/>
- [5] HAVLŮ, Michal. *Algoritmus automatického výběru vhodného typu zařízení z databáze výměníků tepla* [online]. Brno, 2009 [cit. 2019-05-15]. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/20026>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav procesního inženýrství. Vedoucí práce Zdeněk Jegla.
- [6] KRBEK, Jaroslav, Ladislav OCHRANA a Bohumil POLESNÝ. *Průmyslová energetika*. 2. Vyd. Brno: PC-DIR, 1996. ISBN 80-214-0831-6.
- [7] HLAVAČKA V. *Lamelové a deskové výměníky tepla*. Praha: Společnost pro techniku a prostředí, 1992.
- [8] Double Tube Heat Exchangers. In: *HRS Heat Exchangers* [online]. [cit. 2019-04-21]. Dostupné z: <https://www.hrs-heatexchangers.com/heat-exchangers/hygienic-double-tube-heat-exchangers/>
- [9] Heat Exchanger Photos and Schematics. In: *Heat Transfer Today - Educational Software for Heat and Mass Transfer* [online]. [cit. 2019-04-21]. Dostupné z <http://www.faculty.virginia.edu/ribando/modules/HXphotos/>
- [10] HELIXCHANGER® Heat Exchanger. In: *Koch Heat Transfer* [online]. 2018 [cit. 2019-04-21]. Dostupné z: <https://www.kochheattransfer.com/Products/HELIXCHANGER%C2%AE-Heat-Exchanger>
- [11] Industrial gasketed plate heat exchangers. In: *Alfa Laval* [online]. [cit. 2019-04-21]. Dostupné z: <https://www.alfalaval.com/microsites/gphe/types/industrial/>
- [12] LUDVIG, E.E.: *Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants*, vol. 1, 3rd.ed., Gulf Publishing Company, Houston, TX, 1999.
- [13] HRDLIČKA, František, Michal KOLOVRATNÍK a Tomáš DLOUHÝ. *Průmyslová energetika*. 2. přeprac. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 80-01-02883-6.

- [14] CEJPEK, Ondřej. *Efektivní využití odpadního tepla pomocí intenzifikace tepelného zařízení* [online]. Brno, 2018 [cit. 2019-05-15]. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/108810>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav procesního inženýrství. Vedoucí práce Zdeněk Jegla.
- [15] Insulation for JAD. In: *Secespol* [online]. 2012 [cit. 2019-04-21]. Dostupné z: <https://www.secespol.com/en/products/insulation/insulation-for-jad.html>
- [16] Rockwool Pipe Insulation – 1000mm Lengths. In: *The Insulation Shop* [online]. [cit. 2019-04-21]. Dostupné z: <https://theinsulationshop.co.uk/products/rockwool-pipe-insulation-1000mm-lengths>
- [17] Předizolované potrubí pro speciální aplikace. In: *Uponor Infra Fintherm a.s.* [online]. [cit. 2019-04-21]. Dostupné z: http://www.fintherm.cz/ft-cz/products/inf_pre-insulated-pipes-for-special-applications
- [18] JÍCHA, Miroslav. *Přenos tepla a látky*. Brno: CERM, 2001. ISBN 80-214-2029-4.
- [19] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. Soubor přednášek předmětu. Brno, 2018. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav.
- [20] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. 1. Vyd. Brno: CERM, 2011. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [21] FILKOVÁ, Iva. *Tepelné pochody: příklady výpočtů I*. Dotisk. Praha: Ediční středisko ČVUT, 1987.
- [22] STEHLÍK, Petr. *Termofyzikální vlastnosti: tepelné pochody*. 1. Vyd. Brno: VUT Brno, 1992. ISBN 80-214-0428-0.
- [23] VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen Ed., VDI Heat Atlas, Second Edition, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010.
- [24] MÍKA, Vladimír, Lubomír NEUŽIL, Jiří VLČEK a kol. *Příklady a úlohy z chemického inženýrství – I. a II. díl*. 1. Vyd. Praha: VŠCHT Praha, 1997. ISBN 80-7080-305-3.

Seznam použitých symbolů a zkratk

A	plocha pláště výměníku	$[m^2]$
c	konstanta	$[-]$
c_{pv}	měrná tepelná kapacita za konst. tlaku	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
D	vnější průměr pláště	$[m]$
d	vnitřní průměr pláště	$[m]$
$f_{3(Pr)}$	korekční součinitel	$[-]$
g	tíhové zrychlení	$[m \cdot s^{-2}]$
Gr	Grashofovo číslo	$[-]$
k	součinitel prostupu tepla	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
L	charakteristický rozměr	$[m]$
$L2$	činná délka výměníku	$[m]$
n	číselné označení výměníku ve výměníkové síti	$[-]$
Nu	Nusseltovo číslo	$[-]$
p	barometrický tlak	$[Pa]$
Pr	Prandtlovo číslo	$[-]$
\dot{q}	hustota ztrátového tepelného toku	$[W \cdot m^{-2}]$
\dot{Q}	ztrátový tepelný tok	$[W]$
\dot{Q}_1	ztrátový tepelný tok vedením	$[W]$
\dot{Q}_2	ztrátový tepelný tok konvekcí	$[W]$
\dot{Q}_c	celkový ztrátový tepelný tok výměníkové sítě	$[W]$
Ra	Rayleighovo číslo	$[-]$
S	plocha výměny tepla	$[m^2]$
t_1	teplota pracovní látky na vstupu do výměníku	$[^{\circ}C]$
t_2	teplota pracovní látky na výstupu z výměníku	$[^{\circ}C]$
T_{∞}	teplota tekutiny, resp. teplota okolí	$[K]$
t_m	teplota média v mezitrubkovém prostoru	$[^{\circ}C]$
t_o	teplota okolí	$[^{\circ}C]$
t_v	výpočtová teplota vzduchu	$[^{\circ}C]$
T_v	výpočtová teplota vzduchu	$[K]$
T_W	teplota povrchu	$[K]$
t_w	teplota na vnitřní straně povrchu pláště	$[^{\circ}C]$
t_{w1}	teplota na vnější straně povrchu pláště	$[^{\circ}C]$
α	součinitel přestupu tepla	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
β_v	objemová roztažnost vzduchu	$[K^{-1}]$
δ	tloušťka pláště výměníku	$[m]$
ΔT	rozdíl teplot	$[K]$
η_0	konstanta	$[kg \cdot s \cdot m^{-2}]$
η_v	dynamická viskozita vzduchu	$[kg \cdot s \cdot m^{-2}]$
λ	tepelná vodivost	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
λ_m	tepelná vodivost materiálu pláště výměníku	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
λ_v	tepelná vodivost vzduchu	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
ρ_N	hustota vzduchu za normálních podmínek	$[kg \cdot Nm^{-3}]$
ρ_v	hustota vzduchu	$[kg \cdot m^{-3}]$

AMWI
PFI

minerální jádro a hliníkový povrch
polyuretanové jádro a plastový povrch

Seznam příloh

Příloha 1 – Výpočtový nástroj „Kalkulátor“

Příloha 2 – Výstupní protokoly z výpočtu jednotlivých výměníků

Příloha 1

Výpočtový nástroj „Kalkulátor“

KALKULÁTOR ZTRÁTOVÉHO TEPELNÉHO TOKU

Zrychlený přístup:

1. [Vstupní data](#)
2. [Výpočet](#)
3. [Ztrátový tepelný tok](#)
4. [Kontrola správnosti výpočtu](#)

Poznámka: **Vstupní data** zadávejte do barevně označených buněk v příslušných jednotkách.

1. VSTUPNÍ DATA

Číslo tepelného výměníku:

$n = 1$

Teplota pracovní látky na vstupu:

$t_1 = 26$ °C

Teplota pracovní látky na výstupu:

$t_2 = 36$ °C

Teplota okolí:

$t_o = 25$ °C

Označení výměníku:

85.19.12.6

Vnější průměr pláště výměníku:

$D = 85$ mm

Tloušťka pláště výměníku:

$\delta = 2$ mm

Délka výměníku:

$L2 = 5952$ mm

Materiál pláště výměníku:

EN 1.4404, AISI 316L

Tepelná vodivost materiálu pláště:

$\lambda_m = 15$ W·m⁻¹·K⁻¹

2. VÝPOČET

(1) Teplota na vnitřní straně povrchu pláště:

$t_w \approx t_m$	[°C]	1
-------------------	------	----------

t_m ... střední teplota média

$t_m = \frac{t_1 + t_2}{2}$	[°C]	2
-----------------------------	------	----------

t_1 ... teplota pracovní látky na vstupu do výměníku

t_2 ... teplota pracovní látky na výstupu z výměníku

$t_m = 31$ °C

$t_w \approx 31$ °C

(2) Výpočtová teplota vzduchu:

$t_v = \frac{t_o + t_{w1}}{2}$	[°C]	3
--------------------------------	------	----------

t_v ... výpočtová teplota vzduchu

t_o ... teplota okolí

t_{w1} ... teplota na vnější straně pláště výměníku

$t_{w1} \approx t_w$	[°C]	4
----------------------	------	----------

t_w ... teplota na vnitřní straně pláště výměníku

$t_v = 28$ °C

(3) Fyzikální vlastnosti vzduchu:

Hustota vzduchu:

$\rho_v = \rho_N \cdot \frac{273,15}{273,15 + t_v} \cdot \frac{p}{0,101325}$	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$	5
--	---	----------

ρ_v ... hustota vzduchu

ρ_N ... hustota vzduchu za normálních podmínek

p ... barometrický tlak [MPa]

ρ_N	=	1,29	$\text{kg} \cdot \text{Nm}^{-3}$
p	=	0,101325	MPa
ρ_v	=	1,170059771	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$

Dynamická viskozita vzduchu:

$\eta_v = \eta_0 \cdot \frac{1 + \frac{c}{273,15}}{1 + \frac{c}{273,15 + t_v}} \cdot \sqrt{\frac{273,15 + t_v}{273,15}}$	$\left[\frac{\text{kg} \cdot \text{s}}{\text{m}^2} \right]$	6
--	--	---

η_v	...	dynamická viskozita vzduchu
η_0	...	konstanta
c	...	konstanta

η_0	=	0,00001725	$\text{kg} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$
c	=	122	
η_v	=	1,86479E-05	$\text{kg} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$

Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku:

$c_{pv} = 1,0 + 0,00018 \cdot t_v$	$\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right]$	7
------------------------------------	---	---

c_{pv}	...	měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku
c_{pv}	=	1005,04 J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹

Tepelná vodivost vzduchu:

$\lambda_v = 0,023 \cdot \frac{1,0 + 0,00194 \cdot T_v}{1 + \frac{117}{T_v}}$	$\left[\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \right]$	8
---	---	---

λ_v	...	tepelná vodivost vzduchu	
T_v	...	výpočtová teplota vzduchu	[K]

$T_v = 273,15 + t_v$	[K]	9
----------------------	-----	---

T_v	=	301,15	K
λ_v	=	0,026242011	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

(4) Grashofovo číslo:

$Gr = \frac{L^3 \cdot \rho_v^2 \cdot g \cdot \beta_v \cdot \Delta t}{\eta_v^2} = \frac{D^3 \cdot \rho_v^2 \cdot g \cdot \beta_v \cdot (t_{w1} - t_o)}{\eta_v^2}$	[-]	10
--	-----	-----------

L ... charakteristický rozměr
g ... tíhové zrychlení
 β_v ... objemová roztažnost vzduchu
D ... vnější průměr pláště výměníku

g = 9,81 m·s⁻²

$\beta_v = \frac{1}{T_v}$	[K ⁻¹]	11
---------------------------	--------------------	-----------

β_v = 0,003320604 K⁻¹

Gr = 472554,381

(5) Prandtlovo číslo:

$Pr = \frac{c_{pv} \cdot \eta_v}{\lambda_v}$	[-]	12
--	-----	-----------

Pr = 0,714192806

(6) Rayleighovo číslo:

$Ra = Gr \cdot Pr$	[-]	13
--------------------	-----	-----------

Ra ... Rayleighovo číslo
Gr ... Grashofovo číslo
Pr ... Prandtlovo číslo

Ra = 337494,9396

(7) Nusseltovo číslo:

$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda_v}$	[-]	14
---	-----	-----------

Nu ... Nusseltovo číslo
 α ... součinitel přestupu tepla

$Nu = \left(0,6 + 0,387 \cdot (Ra \cdot f_{3Pr})^{\frac{1}{6}} \right)^2$	[-]	15
--	-----	-----------

f_{3Pr} ... korekční součinitel

Korekční součinitel $f_{3(Pr)}$ je funkcí Prandtlova čísla Pr . Jeho hodnotu lze odečíst z tab. 3.2 [Heat Transfer by Free Convection - Fundamentals].

Pr	0,01	0,7	7	100	∞
$f_{3(Pr)}$	0,015	0,325	0,681	0,911	1

$$f_{3(Pr)} = 0,325$$

$$Nu = 10,74227257$$

(8) Součinitel přestupu tepla:

$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_v}{L} = \frac{Nu \cdot \lambda_v}{D}$	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	16
--	---------------------------------	-----------

$$\alpha = 3,316456854 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

(9) Součinitel prostupu tepla:

$k = \frac{1}{\frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha}}$	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	17
---	---------------------------------	-----------

k ... součinitel prostupu tepla

$$k = 3,314990984 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

(10) Plocha pláště výměníku:

$A = \pi \cdot D \cdot l_{\text{výměníku}} = \pi \cdot D \cdot L2$	$[m^2]$	18
--	---------	-----------

A ... plocha pláště výměníku

L2 ... činná délka výměníku

$$A = 1,589394555 \text{ m}^2$$

(11) Ztrátový tepelný tok:

$\dot{Q} = A \cdot \frac{(t_w - t_o)}{\frac{1}{\alpha} + \frac{\delta}{\lambda}}$	$[W]$	19
---	-------	-----------

$\dot{Q} = k \cdot A \cdot (t_w - t_o)$	$[W]$	20
---	-------	-----------

\dot{Q} ... ztrátový tepelný tok

$$\dot{Q} = 31,61297173 \text{ W}$$

3. ZTRÁTOVÝ TEPELNÝ TOK

$$\dot{Q} = 31,613 \text{ W}$$

4. KONTROLA SPRÁVNOSTI VÝPOČTU

(1) Teplota na vnitřní straně povrchu pláště výměníku:

Teplota odhadnutá na počátku výpočtu:

$$t_w = 31 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Teplota vypočtená ze ztrátového tepelného toku:

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot (t_w - t_o) \quad [\text{W}]$$

$t_{w,vyp.} = \frac{\dot{Q}}{\alpha \cdot A} + t_o \quad [^{\circ}\text{C}]$	21
--	-----------

$$t_{w,vyp.} = 30,99734801 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Rozdíl teplot:

$\Delta t = t_w - t_{w,vyp.} \quad [^{\circ}\text{C}]$	22
--	-----------

$$\Delta t = 0,002651993 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Výchozí odhad splňuje požadovanou přesnost.

Výpočet proběhl v pořádku.

Příloha 2

Výstupní protokoly z výpočtu jednotlivých výměníků

Protokol výpočtu výměníku č. 1:

VSTUPNÍ DATA				
Označení výměníku	85.19.12.6			
Číslo tepelného výměníku	n	=	1	[-]
Teplota pracovní látky na vstupu	t ₁	=	26	[°C]
Teplota pracovní látky na výstupu	t ₂	=	36	[°C]
Teplota okolí	t _o	=	25	[°C]
Vnější průměr pláště výměníku	D	=	0,085	[m]
Tloušťka pláště výměníku	δ	=	0,002	[m]
Délka výměníku	L2	=	5,952	[m]
Materiál pláště výměníku	EN 1.4404, AISI 316L			
Tepelná vodivost materiálu pláště	λ _m	=	15	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
VÝSLEDKY VÝPOČTU				
Teplota na vnitřní straně povrchu pláště	t _w	=	31	[°C]
Výpočtová teplota vzduchu	t _v	=	28,000	[°C]
Hustota vzduchu	ρ _v	=	1,170059771	[kg·m ⁻³]
Dynamická viskozita vzduchu	η _v	=	0,000	[kg·s·m ⁻²]
Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku	c _{pv}	=	1005,040	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Tepelná vodivost vzduchu	λ _v	=	0,026	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Grashofovo číslo	Gr	=	472554,381	[-]
Prandtlovo číslo	Pr	=	0,714	[-]
Rayleighovo číslo	Ra	=	337494,940	[-]
Nusseltovo číslo	Nu	=	10,742	[-]
Součinitel přestupu tepla	α	=	3,316	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Součinitel prostupu tepla	k	=	3,315	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Plocha pláště výměníku	A	=	1,589	[m ²]
Ztrátový tepelný tok	Q̇	=	31,613	[W]
Výpočet proběhl v pořádku.				

Protokol výpočtu výměníku č. 2:

VSTUPNÍ DATA				
Označení výměníku	85.19.12.6			
Číslo tepelného výměníku	n	=	2	[-]
Teplota pracovní látky na vstupu	t ₁	=	36	[°C]
Teplota pracovní látky na výstupu	t ₂	=	45	[°C]
Teplota okolí	t _o	=	25	[°C]
Vnější průměr pláště výměníku	D	=	0,085	[m]
Tloušťka pláště výměníku	δ	=	0,002	[m]
Délka výměníku	L2	=	5,952	[m]
Materiál pláště výměníku	EN 1.4404, AISI 316L			
Tepelná vodivost materiálu pláště	λ _m	=	15	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
VÝSLEDKY VÝPOČTU				
Teplota na vnitřní straně povrchu pláště	t _w	=	40,5	[°C]
Výpočtová teplota vzduchu	t _v	=	32,750	[°C]
Hustota vzduchu	ρ _v	=	1,151891141	[kg·m ⁻³]
Dynamická viskozita vzduchu	η _v	=	0,000	[kg·s·m ⁻²]
Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku	c _{pv}	=	1005,895	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Tepelná vodivost vzduchu	λ _v	=	0,027	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Grashofovo číslo	Gr	=	1136445,118	[-]
Prandtlovo číslo	Pr	=	0,716	[-]
Rayleighovo číslo	Ra	=	814086,112	[-]
Nusseltovo číslo	Nu	=	13,696	[-]
Součinitel přestupu tepla	α	=	4,271	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Součinitel prostupu tepla	k	=	4,269	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Plocha pláště výměníku	A	=	1,589	[m ²]
Ztrátový tepelný tok	Q̇	=	105,169	[W]
Výpočet proběhl v pořádku.				

Protokol výpočtu výměníku č. 3:

VSTUPNÍ DATA				
Označení výměníku	85.19.12.6			
Číslo tepelného výměníku	n	=	3	[-]
Teplota pracovní látky na vstupu	t ₁	=	45	[°C]
Teplota pracovní látky na výstupu	t ₂	=	54	[°C]
Teplota okolí	t _o	=	25	[°C]
Vnější průměr pláště výměníku	D	=	0,085	[m]
Tloušťka pláště výměníku	δ	=	0,002	[m]
Délka výměníku	L2	=	5,952	[m]
Materiál pláště výměníku	EN 1.4404, AISI 316L			
Tepelná vodivost materiálu pláště	λ _m	=	15	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
VÝSLEDKY VÝPOČTU				
Teplota na vnitřní straně povrchu pláště	t _w	=	49,5	[°C]
Výpočtová teplota vzduchu	t _v	=	37,250	[°C]
Hustota vzduchu	ρ _v	=	1,135191688	[kg·m ⁻³]
Dynamická viskozita vzduchu	η _v	=	0,000	[kg·s·m ⁻²]
Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku	c _{pv}	=	1006,705	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Tepelná vodivost vzduchu	λ _v	=	0,027	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Grashofovo číslo	Gr	=	1680413,792	[-]
Prandtlovo číslo	Pr	=	0,718	[-]
Rayleighovo číslo	Ra	=	1207089,223	[-]
Nusseltovo číslo	Nu	=	15,297	[-]
Součinitel přestupu tepla	α	=	4,816	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Součinitel prostupu tepla	k	=	4,813	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Plocha pláště výměníku	A	=	1,589	[m ²]
Ztrátový tepelný tok	Q̇	=	187,430	[W]
Výpočet proběhl v pořádku.				

Protokol výpočtu výměníku č. 4:

VSTUPNÍ DATA				
Označení výměníku	85.19.12.6			
Číslo tepelného výměníku	n	=	4	[-]
Teplota pracovní látky na vstupu	t ₁	=	54	[°C]
Teplota pracovní látky na výstupu	t ₂	=	62	[°C]
Teplota okolí	t _o	=	25	[°C]
Vnější průměr pláště výměníku	D	=	0,085	[m]
Tloušťka pláště výměníku	δ	=	0,002	[m]
Délka výměníku	L2	=	5,952	[m]
Materiál pláště výměníku	EN 1.4404, AISI 316L			
Tepelná vodivost materiálu pláště	λ _m	=	15	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
VÝSLEDKY VÝPOČTU				
Teplota na vnitřní straně povrchu pláště	t _w	=	58	[°C]
Výpočtová teplota vzduchu	t _v	=	41,500	[°C]
Hustota vzduchu	ρ _v	=	1,119858573	[kg·m ⁻³]
Dynamická viskozita vzduchu	η _v	=	0,000	[kg·s·m ⁻²]
Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku	c _{pv}	=	1007,470	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Tepelná vodivost vzduchu	λ _v	=	0,027	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Grashofovo číslo	Gr	=	2127274,383	[-]
Prandtlovo číslo	Pr	=	0,720	[-]
Rayleighovo číslo	Ra	=	1531968,372	[-]
Nusseltovo číslo	Nu	=	16,365	[-]
Součinitel přestupu tepla	α	=	5,198	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Součinitel prostupu tepla	k	=	5,195	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Plocha pláště výměníku	A	=	1,589	[m ²]
Ztrátový tepelný tok	Q̇	=	272,459	[W]
Výpočet proběhl v pořádku.				

Protokol výpočtu výměníku č. 5:

VSTUPNÍ DATA				
Označení výměníku	85.19.12.6			
Číslo tepelného výměníku	n	=	5	[-]
Teplota pracovní látky na vstupu	t ₁	=	62	[°C]
Teplota pracovní látky na výstupu	t ₂	=	69	[°C]
Teplota okolí	t _o	=	25	[°C]
Vnější průměr pláště výměníku	D	=	0,085	[m]
Tloušťka pláště výměníku	δ	=	0,002	[m]
Délka výměníku	L2	=	5,952	[m]
Materiál pláště výměníku	EN 1.4404, AISI 316L			
Tepelná vodivost materiálu pláště	λ _m	=	15	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
VÝSLEDKY VÝPOČTU				
Teplota na vnitřní straně povrchu pláště	t _w	=	65,5	[°C]
Výpočtová teplota vzduchu	t _v	=	45,250	[°C]
Hustota vzduchu	ρ _v	=	1,106669284	[kg·m ⁻³]
Dynamická viskozita vzduchu	η _v	=	0,000	[kg·s·m ⁻²]
Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku	c _{pv}	=	1008,145	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Tepelná vodivost vzduchu	λ _v	=	0,027	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Grashofovo číslo	Gr	=	2473548,029	[-]
Prandtlovo číslo	Pr	=	0,722	[-]
Rayleighovo číslo	Ra	=	1785235,534	[-]
Nusseltovo číslo	Nu	=	17,093	[-]
Součinitel přestupu tepla	α	=	5,471	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Součinitel prostupu tepla	k	=	5,467	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Plocha pláště výměníku	A	=	1,589	[m ²]
Ztrátový tepelný tok	Q̇	=	351,942	[W]
Výpočet proběhl v pořádku.				

Protokol výpočtu výměníku č. 6:

VSTUPNÍ DATA				
Označení výměníku	85.19.12.6			
Číslo tepelného výměníku	n	=	6	[-]
Teplota pracovní látky na vstupu	t ₁	=	69	[°C]
Teplota pracovní látky na výstupu	t ₂	=	76	[°C]
Teplota okolí	t _o	=	25	[°C]
Vnější průměr pláště výměníku	D	=	0,085	[m]
Tloušťka pláště výměníku	δ	=	0,002	[m]
Délka výměníku	L2	=	5,952	[m]
Materiál pláště výměníku	EN 1.4404, AISI 316L			
Tepelná vodivost materiálu pláště	λ _m	=	15	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
VÝSLEDKY VÝPOČTU				
Teplota na vnitřní straně povrchu pláště	t _w	=	72,5	[°C]
Výpočtová teplota vzduchu	t _v	=	48,750	[°C]
Hustota vzduchu	ρ _v	=	1,094636533	[kg·m ⁻³]
Dynamická viskozita vzduchu	η _v	=	0,000	[kg·s·m ⁻²]
Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku	c _{pv}	=	1008,775	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Tepelná vodivost vzduchu	λ _v	=	0,027	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Grashofovo číslo	Gr	=	2760241,604	[-]
Prandtlovo číslo	Pr	=	0,723	[-]
Rayleighovo číslo	Ra	=	1996125,313	[-]
Nusseltovo číslo	Nu	=	17,646	[-]
Součinitel přestupu tepla	α	=	5,689	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Součinitel prostupu tepla	k	=	5,685	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Plocha pláště výměníku	A	=	1,589	[m ²]
Ztrátový tepelný tok	Q̇	=	429,165	[W]
Výpočet proběhl v pořádku.				

Protokol výpočtu výměníku č. 7:

VSTUPNÍ DATA				
Označení výměníku	85.19.12.6			
Číslo tepelného výměníku	n	=	7	[-]
Teplota pracovní látky na vstupu	t ₁	=	76	[°C]
Teplota pracovní látky na výstupu	t ₂	=	85	[°C]
Teplota okolí	t _o	=	25	[°C]
Vnější průměr pláště výměníku	D	=	0,085	[m]
Tloušťka pláště výměníku	δ	=	0,002	[m]
Délka výměníku	L2	=	5,952	[m]
Materiál pláště výměníku	EN 1.4404, AISI 316L			
Tepelná vodivost materiálu pláště	λ _m	=	15	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
VÝSLEDKY VÝPOČTU				
Teplota na vnitřní straně povrchu pláště	t _w	=	80,5	[°C]
Výpočtová teplota vzduchu	t _v	=	52,750	[°C]
Hustota vzduchu	ρ _v	=	1,081201289	[kg·m ⁻³]
Dynamická viskozita vzduchu	η _v	=	0,000	[kg·s·m ⁻²]
Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku	c _{pv}	=	1009,495	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Tepelná vodivost vzduchu	λ _v	=	0,028	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Grashofovo číslo	Gr	=	3049004,064	[-]
Prandtlovo číslo	Pr	=	0,725	[-]
Rayleighovo číslo	Ra	=	2209860,214	[-]
Nusseltovo číslo	Nu	=	18,167	[-]
Součinitel přestupu tepla	α	=	5,904	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Součinitel prostupu tepla	k	=	5,900	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Plocha pláště výměníku	A	=	1,589	[m ²]
Ztrátový tepelný tok	Q̇	=	520,405	[W]
Výpočet proběhl v pořádku.				

Protokol výpočtu výměníku č. 8:

VSTUPNÍ DATA				
Označení výměníku	85.19.12.6			
Číslo tepelného výměníku	n	=	8	[-]
Teplota pracovní látky na vstupu	t ₁	=	85	[°C]
Teplota pracovní látky na výstupu	t ₂	=	94	[°C]
Teplota okolí	t _o	=	25	[°C]
Vnější průměr pláště výměníku	D	=	0,085	[m]
Tloušťka pláště výměníku	δ	=	0,002	[m]
Délka výměníku	L2	=	5,952	[m]
Materiál pláště výměníku	EN 1.4404, AISI 316L			
Tepelná vodivost materiálu pláště	λ _m	=	15	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
VÝSLEDKY VÝPOČTU				
Teplota na vnitřní straně povrchu pláště	t _w	=	89,5	[°C]
Výpočtová teplota vzduchu	t _v	=	57,250	[°C]
Hustota vzduchu	ρ _v	=	1,066475484	[kg·m ⁻³]
Dynamická viskozita vzduchu	η _v	=	0,000	[kg·s·m ⁻²]
Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku	c _{pv}	=	1010,305	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Tepelná vodivost vzduchu	λ _v	=	0,028	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Grashofovo číslo	Gr	=	3329459,476	[-]
Prandtlovo číslo	Pr	=	0,727	[-]
Rayleighovo číslo	Ra	=	2419016,616	[-]
Nusseltovo číslo	Nu	=	18,644	[-]
Součinitel přestupu tepla	α	=	6,114	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Součinitel prostupu tepla	k	=	6,109	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Plocha pláště výměníku	A	=	1,589	[m ²]
Ztrátový tepelný tok	Q̇	=	626,237	[W]
Výpočet proběhl v pořádku.				

Protokol výpočtu výměníku č. 9:

VSTUPNÍ DATA				
Označení výměníku	85.19.12.6			
Číslo tepelného výměníku	n	=	9	[-]
Teplota pracovní látky na vstupu	t ₁	=	94	[°C]
Teplota pracovní látky na výstupu	t ₂	=	101	[°C]
Teplota okolí	t _o	=	25	[°C]
Vnější průměr pláště výměníku	D	=	0,085	[m]
Tloušťka pláště výměníku	δ	=	0,002	[m]
Délka výměníku	L2	=	5,952	[m]
Materiál pláště výměníku	EN 1.4404, AISI 316L			
Tepelná vodivost materiálu pláště	λ _m	=	15	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
VÝSLEDKY VÝPOČTU				
Teplota na vnitřní straně povrchu pláště	t _w	=	97,5	[°C]
Výpočtová teplota vzduchu	t _v	=	61,250	[°C]
Hustota vzduchu	ρ _v	=	1,0537186	[kg·m ⁻³]
Dynamická viskozita vzduchu	η _v	=	0,000	[kg·s·m ⁻²]
Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku	c _{pv}	=	1011,025	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Tepelná vodivost vzduchu	λ _v	=	0,028	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Grashofovo číslo	Gr	=	3543567,611	[-]
Prandtlovo číslo	Pr	=	0,728	[-]
Rayleighovo číslo	Ra	=	2580013,587	[-]
Nusseltovo číslo	Nu	=	18,993	[-]
Součinitel přestupu tepla	α	=	6,277	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Součinitel prostupu tepla	k	=	6,272	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Plocha pláště výměníku	A	=	1,589	[m ²]
Ztrátový tepelný tok	Q̇	=	722,694	[W]
Výpočet proběhl v pořádku.				

Protokol výpočtu výměníku č. 10:

VSTUPNÍ DATA				
Označení výměníku	85.19.12.6			
Číslo tepelného výměníku	n	=	10	[-]
Teplota pracovní látky na vstupu	t ₁	=	101	[°C]
Teplota pracovní látky na výstupu	t ₂	=	107	[°C]
Teplota okolí	t _o	=	25	[°C]
Vnější průměr pláště výměníku	D	=	0,085	[m]
Tloušťka pláště výměníku	δ	=	0,002	[m]
Délka výměníku	L2	=	5,952	[m]
Materiál pláště výměníku	EN 1.4404, AISI 316L			
Tepelná vodivost materiálu pláště	λ _m	=	15	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
VÝSLEDKY VÝPOČTU				
Teplota na vnitřní straně povrchu pláště	t _w	=	104	[°C]
Výpočtová teplota vzduchu	t _v	=	64,500	[°C]
Hustota vzduchu	ρ _v	=	1,043576188	[kg·m ⁻³]
Dynamická viskozita vzduchu	η _v	=	0,000	[kg·s·m ⁻²]
Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku	c _{pv}	=	1011,610	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Tepelná vodivost vzduchu	λ _v	=	0,028	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Grashofovo číslo	Gr	=	3695644,210	[-]
Prandtlovo číslo	Pr	=	0,729	[-]
Rayleighovo číslo	Ra	=	2695251,281	[-]
Nusseltovo číslo	Nu	=	19,233	[-]
Součinitel přestupu tepla	α	=	6,397	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Součinitel prostupu tepla	k	=	6,391	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Plocha pláště výměníku	A	=	1,589	[m ²]
Ztrátový tepelný tok	Q̇	=	802,484	[W]
Výpočet proběhl v pořádku.				

Protokol výpočtu výměníku č. 11:

VSTUPNÍ DATA				
Označení výměníku	70.4.20.6			
Číslo tepelného výměníku	n	=	11	[-]
Teplota pracovní látky na vstupu	t_1	=	107	[°C]
Teplota pracovní látky na výstupu	t_2	=	116	[°C]
Teplota okolí	t_o	=	25	[°C]
Vnější průměr pláště výměníku	D	=	0,070	[m]
Tloušťka pláště výměníku	δ	=	0,002	[m]
Délka výměníku	L2	=	5,952	[m]
Materiál pláště výměníku	EN 1.4404, AISI 316L			
Tepelná vodivost materiálu pláště	λ_m	=	15	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
VÝSLEDKY VÝPOČTU				
Teplota na vnitřní straně povrchu pláště	t_w	=	111,5	[°C]
Výpočtová teplota vzduchu	t_v	=	68,250	[°C]
Hustota vzduchu	ρ_v	=	1,032113357	[kg·m ⁻³]
Dynamická viskozita vzduchu	η_v	=	0,000	[kg·s·m ⁻²]
Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku	c_{pv}	=	1012,285	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Tepelná vodivost vzduchu	λ_v	=	0,028	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Grashofovo číslo	Gr	=	2149777,270	[-]
Prandtlovo číslo	Pr	=	0,731	[-]
Rayleighovo číslo	Ra	=	1570812,915	[-]
Nusseltovo číslo	Nu	=	16,482	[-]
Součinitel přestupu tepla	α	=	6,704	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Součinitel prostupu tepla	k	=	6,698	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Plocha pláště výměníku	A	=	1,309	[m ²]
Ztrátový tepelný tok	\dot{Q}	=	758,405	[W]
Výpočet proběhl v pořádku.				

Protokol výpočtu výměníku č. 12:

VSTUPNÍ DATA				
Označení výměníku	70.4.20.6			
Číslo tepelného výměníku	n	=	12	[-]
Teplota pracovní látky na vstupu	t_1	=	116	[°C]
Teplota pracovní látky na výstupu	t_2	=	122	[°C]
Teplota okolí	t_o	=	25	[°C]
Vnější průměr pláště výměníku	D	=	0,070	[m]
Tloušťka pláště výměníku	δ	=	0,002	[m]
Délka výměníku	L2	=	5,952	[m]
Materiál pláště výměníku	EN 1.4404, AISI 316L			
Tepelná vodivost materiálu pláště	λ_m	=	15	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
VÝSLEDKY VÝPOČTU				
Teplota na vnitřní straně povrchu pláště	t_w	=	119	[°C]
Výpočtová teplota vzduchu	t_v	=	72,000	[°C]
Hustota vzduchu	ρ_v	=	1,020899609	[kg·m ⁻³]
Dynamická viskozita vzduchu	η_v	=	0,000	[kg·s·m ⁻²]
Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku	c_{pv}	=	1012,960	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Tepelná vodivost vzduchu	λ_v	=	0,029	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Grashofovo číslo	Gr	=	2223513,111	[-]
Prandtlovo číslo	Pr	=	0,732	[-]
Rayleighovo číslo	Ra	=	1627698,192	[-]
Nusseltovo číslo	Nu	=	16,649	[-]
Součinitel přestupu tepla	α	=	6,821	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Součinitel prostupu tepla	k	=	6,815	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Plocha pláště výměníku	A	=	1,309	[m ²]
Ztrátový tepelný tok	\dot{Q}	=	838,493	[W]
Výpočet proběhl v pořádku.				

Protokol výpočtu výměníku č. 13:

VSTUPNÍ DATA				
Označení výměníku	85.19.12.6			
Číslo tepelného výměníku	n	=	13	[-]
Teplota pracovní látky na vstupu	t ₁	=	122	[°C]
Teplota pracovní látky na výstupu	t ₂	=	132	[°C]
Teplota okolí	t _o	=	25	[°C]
Vnější průměr pláště výměníku	D	=	0,085	[m]
Tloušťka pláště výměníku	δ	=	0,002	[m]
Délka výměníku	L2	=	5,952	[m]
Materiál pláště výměníku	EN 1.4404, AISI 316L			
Tepelná vodivost materiálu pláště	λ _m	=	15	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
VÝSLEDKY VÝPOČTU				
Teplota na vnitřní straně povrchu pláště	t _w	=	127	[°C]
Výpočtová teplota vzduchu	t _v	=	76,000	[°C]
Hustota vzduchu	ρ _v	=	1,009203781	[kg·m ⁻³]
Dynamická viskozita vzduchu	η _v	=	0,000	[kg·s·m ⁻²]
Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku	c _{pv}	=	1013,680	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Tepelná vodivost vzduchu	λ _v	=	0,029	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Grashofovo číslo	Gr	=	4100674,923	[-]
Prandtlovo číslo	Pr	=	0,733	[-]
Rayleighovo číslo	Ra	=	3007642,597	[-]
Nusseltovo číslo	Nu	=	19,850	[-]
Součinitel přestupu tepla	α	=	6,748	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Součinitel prostupu tepla	k	=	6,742	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Plocha pláště výměníku	A	=	1,589	[m ²]
Ztrátový tepelný tok	Q̇	=	1093,005	[W]
Výpočet proběhl v pořádku.				

Protokol výpočtu výměníku č. 14:

VSTUPNÍ DATA				
Označení výměníku	85.19.12.6			
Číslo tepelného výměníku	n	=	14	[-]
Teplota pracovní látky na vstupu	t ₁	=	132	[°C]
Teplota pracovní látky na výstupu	t ₂	=	141	[°C]
Teplota okolí	t _o	=	25	[°C]
Vnější průměr pláště výměníku	D	=	0,085	[m]
Tloušťka pláště výměníku	δ	=	0,002	[m]
Délka výměníku	L2	=	5,952	[m]
Materiál pláště výměníku	EN 1.4404, AISI 316L			
Tepelná vodivost materiálu pláště	λ _m	=	15	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
VÝSLEDKY VÝPOČTU				
Teplota na vnitřní straně povrchu pláště	t _w	=	136,5	[°C]
Výpočtová teplota vzduchu	t _v	=	80,750	[°C]
Hustota vzduchu	ρ _v	=	0,995658378	[kg·m ⁻³]
Dynamická viskozita vzduchu	η _v	=	0,000	[kg·s·m ⁻²]
Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku	c _{pv}	=	1014,535	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Tepelná vodivost vzduchu	λ _v	=	0,029	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Grashofovo číslo	Gr	=	4217275,367	[-]
Prandtlovo číslo	Pr	=	0,735	[-]
Rayleighovo číslo	Ra	=	3100061,872	[-]
Nusseltovo číslo	Nu	=	20,024	[-]
Součinitel přestupu tepla	α	=	6,868	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Součinitel prostupu tepla	k	=	6,862	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Plocha pláště výměníku	A	=	1,589	[m ²]
Ztrátový tepelný tok	Q̇	=	1215,983	[W]
Výpočet proběhl v pořádku.				

Protokol výpočtu výměníku č. 15:

VSTUPNÍ DATA				
Označení výměníku	70.4.20.6			
Číslo tepelného výměníku	n	=	15	[-]
Teplota pracovní látky na vstupu	t_1	=	141	[°C]
Teplota pracovní látky na výstupu	t_2	=	139	[°C]
Teplota okolí	t_o	=	25	[°C]
Vnější průměr pláště výměníku	D	=	0,070	[m]
Tloušťka pláště výměníku	δ	=	0,002	[m]
Délka výměníku	L2	=	5,952	[m]
Materiál pláště výměníku	EN 1.4404, AISI 316L			
Tepelná vodivost materiálu pláště	λ_m	=	15	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
VÝSLEDKY VÝPOČTU				
Teplota na vnitřní straně povrchu pláště	t_w	=	140	[°C]
Výpočtová teplota vzduchu	t_v	=	82,500	[°C]
Hustota vzduchu	ρ_v	=	0,990759173	[kg·m ⁻³]
Dynamická viskozita vzduchu	η_v	=	0,000	[kg·s·m ⁻²]
Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku	c_{pv}	=	1014,850	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Tepelná vodivost vzduchu	λ_v	=	0,029	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Grashofovo číslo	Gr	=	2375893,269	[-]
Prandtlovo číslo	Pr	=	0,736	[-]
Rayleighovo číslo	Ra	=	1747892,947	[-]
Nusseltovo číslo	Nu	=	16,990	[-]
Součinitel přestupu tepla	α	=	7,099	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Součinitel prostupu tepla	k	=	7,092	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Plocha pláště výměníku	A	=	1,309	[m ²]
Ztrátový tepelný tok	\dot{Q}	=	1067,537	[W]
Výpočet proběhl v pořádku.				

Protokol výpočtu výměníku č. 16:

VSTUPNÍ DATA				
Označení výměníku	70.4.20.6			
Číslo tepelného výměníku	n	=	16	[-]
Teplota pracovní látky na vstupu	t_1	=	139	[°C]
Teplota pracovní látky na výstupu	t_2	=	137	[°C]
Teplota okolí	t_o	=	25	[°C]
Vnější průměr pláště výměníku	D	=	0,070	[m]
Tloušťka pláště výměníku	δ	=	0,002	[m]
Délka výměníku	L2	=	5,952	[m]
Materiál pláště výměníku	EN 1.4404, AISI 316L			
Tepelná vodivost materiálu pláště	λ_m	=	15	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
VÝSLEDKY VÝPOČTU				
Teplota na vnitřní straně povrchu pláště	t_w	=	138	[°C]
Výpočtová teplota vzduchu	t_v	=	81,500	[°C]
Hustota vzduchu	ρ_v	=	0,993552799	[kg·m ⁻³]
Dynamická viskozita vzduchu	η_v	=	0,000	[kg·s·m ⁻²]
Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku	c_{pv}	=	1014,670	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Tepelná vodivost vzduchu	λ_v	=	0,029	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Grashofovo číslo	Gr	=	2364417,984	[-]
Prandtlovo číslo	Pr	=	0,735	[-]
Rayleighovo číslo	Ra	=	1738652,922	[-]
Nusseltovo číslo	Nu	=	16,964	[-]
Součinitel přestupu tepla	α	=	7,075	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Součinitel prostupu tepla	k	=	7,068	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Plocha pláště výměníku	A	=	1,309	[m ²]
Ztrátový tepelný tok	\dot{Q}	=	1045,460	[W]
Výpočet proběhl v pořádku.				

Protokol výpočtu výměníku č. 17:

VSTUPNÍ DATA				
Označení výměníku	70.4.20.6			
Číslo tepelného výměníku	n	=	17	[-]
Teplota pracovní látky na vstupu	t_1	=	137	[°C]
Teplota pracovní látky na výstupu	t_2	=	135	[°C]
Teplota okolí	t_o	=	25	[°C]
Vnější průměr pláště výměníku	D	=	0,070	[m]
Tloušťka pláště výměníku	δ	=	0,002	[m]
Délka výměníku	L2	=	5,952	[m]
Materiál pláště výměníku	EN 1.4404, AISI 316L			
Tepelná vodivost materiálu pláště	λ_m	=	15	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
VÝSLEDKY VÝPOČTU				
Teplota na vnitřní straně povrchu pláště	t_w	=	136	[°C]
Výpočtová teplota vzduchu	t_v	=	80,500	[°C]
Hustota vzduchu	ρ_v	=	0,996362223	[kg·m ⁻³]
Dynamická viskozita vzduchu	η_v	=	0,000	[kg·s·m ⁻²]
Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku	c_{pv}	=	1014,490	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Tepelná vodivost vzduchu	λ_v	=	0,029	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Grashofovo číslo	Gr	=	2352352,533	[-]
Prandtlovo číslo	Pr	=	0,735	[-]
Rayleighovo číslo	Ra	=	1728982,426	[-]
Nusseltovo číslo	Nu	=	16,938	[-]
Součinitel přestupu tepla	α	=	7,051	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Součinitel prostupu tepla	k	=	7,044	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Plocha pláště výměníku	A	=	1,309	[m ²]
Ztrátový tepelný tok	\dot{Q}	=	1023,434	[W]
Výpočet proběhl v pořádku.				

Protokol výpočtu výměníku č. 18:

VSTUPNÍ DATA				
Označení výměníku	70.4.20.6			
Číslo tepelného výměníku	n	=	18	[-]
Teplota pracovní látky na vstupu	t_1	=	135	[°C]
Teplota pracovní látky na výstupu	t_2	=	133	[°C]
Teplota okolí	t_o	=	25	[°C]
Vnější průměr pláště výměníku	D	=	0,070	[m]
Tloušťka pláště výměníku	δ	=	0,002	[m]
Délka výměníku	L2	=	5,952	[m]
Materiál pláště výměníku	EN 1.4404, AISI 316L			
Tepelná vodivost materiálu pláště	λ_m	=	15	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
VÝSLEDKY VÝPOČTU				
Teplota na vnitřní straně povrchu pláště	t_w	=	134	[°C]
Výpočtová teplota vzduchu	t_v	=	79,500	[°C]
Hustota vzduchu	ρ_v	=	0,99918758	[kg·m ⁻³]
Dynamická viskozita vzduchu	η_v	=	0,000	[kg·s·m ⁻²]
Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku	c_{pv}	=	1014,310	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Tepelná vodivost vzduchu	λ_v	=	0,029	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Grashofovo číslo	Gr	=	2339680,418	[-]
Prandtlovo číslo	Pr	=	0,735	[-]
Rayleighovo číslo	Ra	=	1718869,979	[-]
Nusseltovo číslo	Nu	=	16,909	[-]
Součinitel přestupu tepla	α	=	7,026	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Součinitel prostupu tepla	k	=	7,019	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Plocha pláště výměníku	A	=	1,309	[m ²]
Ztrátový tepelný tok	\dot{Q}	=	1001,459	[W]
Výpočet proběhl v pořádku.				

Protokol výpočtu výměníku č. 19:

VSTUPNÍ DATA				
Označení výměníku	70.4.20.6			
Číslo tepelného výměníku	n	=	19	[-]
Teplota pracovní látky na vstupu	t_1	=	133	[°C]
Teplota pracovní látky na výstupu	t_2	=	131	[°C]
Teplota okolí	t_o	=	25	[°C]
Vnější průměr pláště výměníku	D	=	0,070	[m]
Tloušťka pláště výměníku	δ	=	0,002	[m]
Délka výměníku	L2	=	5,952	[m]
Materiál pláště výměníku	EN 1.4404, AISI 316L			
Tepelná vodivost materiálu pláště	λ_m	=	15	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
VÝSLEDKY VÝPOČTU				
Teplota na vnitřní straně povrchu pláště	t_w	=	132	[°C]
Výpočtová teplota vzduchu	t_v	=	78,500	[°C]
Hustota vzduchu	ρ_v	=	1,002029006	[kg·m ⁻³]
Dynamická viskozita vzduchu	η_v	=	0,000	[kg·s·m ⁻²]
Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku	c_{pv}	=	1014,130	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Tepelná vodivost vzduchu	λ_v	=	0,029	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Grashofovo číslo	Gr	=	2326384,692	[-]
Prandtlovo číslo	Pr	=	0,734	[-]
Rayleighovo číslo	Ra	=	1708303,803	[-]
Nusseltovo číslo	Nu	=	16,880	[-]
Součinitel přestupu tepla	α	=	7,001	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Součinitel prostupu tepla	k	=	6,994	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Plocha pláště výměníku	A	=	1,309	[m ²]
Ztrátový tepelný tok	\dot{Q}	=	979,539	[W]
Výpočet proběhl v pořádku.				

Protokol výpočtu výměníku č. 20:

VSTUPNÍ DATA				
Označení výměníku	70.4.20.6			
Číslo tepelného výměníku	n	=	20	[-]
Teplota pracovní látky na vstupu	t_1	=	131	[°C]
Teplota pracovní látky na výstupu	t_2	=	129	[°C]
Teplota okolí	t_o	=	25	[°C]
Vnější průměr pláště výměníku	D	=	0,070	[m]
Tloušťka pláště výměníku	δ	=	0,002	[m]
Délka výměníku	L2	=	5,952	[m]
Materiál pláště výměníku	EN 1.4404, AISI 316L			
Tepelná vodivost materiálu pláště	λ_m	=	15	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
VÝSLEDKY VÝPOČTU				
Teplota na vnitřní straně povrchu pláště	t_w	=	130	[°C]
Výpočtová teplota vzduchu	t_v	=	77,500	[°C]
Hustota vzduchu	ρ_v	=	1,004886639	[kg·m ⁻³]
Dynamická viskozita vzduchu	η_v	=	0,000	[kg·s·m ⁻²]
Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku	c_{pv}	=	1013,950	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Tepelná vodivost vzduchu	λ_v	=	0,029	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Grashofovo číslo	Gr	=	2312447,944	[-]
Prandtlovo číslo	Pr	=	0,734	[-]
Rayleighovo číslo	Ra	=	1697271,809	[-]
Nusseltovo číslo	Nu	=	16,849	[-]
Součinitel přestupu tepla	α	=	6,975	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Součinitel prostupu tepla	k	=	6,968	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Plocha pláště výměníku	A	=	1,309	[m ²]
Ztrátový tepelný tok	\dot{Q}	=	957,673	[W]
Výpočet proběhl v pořádku.				

Protokol výpočtu výměníku č. 21:

VSTUPNÍ DATA							
Označení výměníku	70.4.20.6						
Číslo tepelného výměníku	n	=	21			[-]	
Teplota pracovní látky na vstupu	t ₁	=	129			[°C]	
Teplota pracovní látky na výstupu	t ₂	=	127			[°C]	
Teplota okolí	t _o	=	25			[°C]	
Vnější průměr pláště výměníku	D	=	0,070			[m]	
Tloušťka pláště výměníku	δ	=	0,002			[m]	
Délka výměníku	L2	=	5,952			[m]	
Materiál pláště výměníku	EN 1.4404, AISI 316L						
Tepelná vodivost materiálu pláště	λ _m	=	15			[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	
VÝSLEDKY VÝPOČTU							
Teplota na vnitřní straně povrchu pláště	t _w	=	128			[°C]	
Výpočtová teplota vzduchu	t _v	=	76,500			[°C]	
Hustota vzduchu	ρ _v	=	1,007760618			[kg·m ⁻³]	
Dynamická viskozita vzduchu	η _v	=	0,000			[kg·s·m ⁻²]	
Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku	c _{pv}	=	1013,770			[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	
Tepelná vodivost vzduchu	λ _v	=	0,029			[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	
Grashofovo číslo	Gr	=	2297852,288			[-]	
Prandtlovo číslo	Pr	=	0,734			[-]	
Rayleighovo číslo	Ra	=	1685761,590			[-]	
Nusseltovo číslo	Nu	=	16,816			[-]	
Součinitel přestupu tepla	α	=	6,948			[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	
Součinitel prostupu tepla	k	=	6,942			[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	
Plocha pláště výměníku	A	=	1,309			[m ²]	
Ztrátový tepelný tok	Q̇	=	935,866			[W]	
Výpočet proběhl v pořádku.							

Protokol výpočtu výměníku č. 22:

VSTUPNÍ DATA							
Označení výměníku	70.4.20.6						
Číslo tepelného výměníku	n	=	22			[-]	
Teplota pracovní látky na vstupu	t ₁	=	127			[°C]	
Teplota pracovní látky na výstupu	t ₂	=	125			[°C]	
Teplota okolí	t _o	=	25			[°C]	
Vnější průměr pláště výměníku	D	=	0,070			[m]	
Tloušťka pláště výměníku	δ	=	0,002			[m]	
Délka výměníku	L2	=	5,952			[m]	
Materiál pláště výměníku	EN 1.4404, AISI 316L						
Tepelná vodivost materiálu pláště	λ _m	=	15			[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	
VÝSLEDKY VÝPOČTU							
Teplota na vnitřní straně povrchu pláště	t _w	=	126			[°C]	
Výpočtová teplota vzduchu	t _v	=	75,500			[°C]	
Hustota vzduchu	ρ _v	=	1,010651083			[kg·m ⁻³]	
Dynamická viskozita vzduchu	η _v	=	0,000			[kg·s·m ⁻²]	
Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku	c _{pv}	=	1013,590			[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	
Tepelná vodivost vzduchu	λ _v	=	0,029			[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	
Grashofovo číslo	Gr	=	2282579,347			[-]	
Prandtlovo číslo	Pr	=	0,733			[-]	
Rayleighovo číslo	Ra	=	1673760,414			[-]	
Nusseltovo číslo	Nu	=	16,782			[-]	
Součinitel přestupu tepla	α	=	6,921			[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	
Součinitel prostupu tepla	k	=	6,915			[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	
Plocha pláště výměníku	A	=	1,309			[m ²]	
Ztrátový tepelný tok	Q̇	=	914,117			[W]	
Výpočet proběhl v pořádku.							

Protokol výpočtu výměníku č. 23:

VSTUPNÍ DATA				
Označení výměníku	70.4.20.6			
Číslo tepelného výměníku	n	=	23	[-]
Teplota pracovní látky na vstupu	t ₁	=	125	[°C]
Teplota pracovní látky na výstupu	t ₂	=	123	[°C]
Teplota okolí	t _o	=	25	[°C]
Vnější průměr pláště výměníku	D	=	0,070	[m]
Tloušťka pláště výměníku	δ	=	0,002	[m]
Délka výměníku	L2	=	5,952	[m]
Materiál pláště výměníku	EN 1.4404, AISI 316L			
Tepelná vodivost materiálu pláště	λ _m	=	15	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
VÝSLEDKY VÝPOČTU				
Teplota na vnitřní straně povrchu pláště	t _w	=	124	[°C]
Výpočtová teplota vzduchu	t _v	=	74,500	[°C]
Hustota vzduchu	ρ _v	=	1,013558176	[kg·m ⁻³]
Dynamická viskozita vzduchu	η _v	=	0,000	[kg·s·m ⁻²]
Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku	c _{pv}	=	1013,410	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Tepelná vodivost vzduchu	λ _v	=	0,029	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Grashofovo číslo	Gr	=	2266610,240	[-]
Prandtlovo číslo	Pr	=	0,733	[-]
Rayleighovo číslo	Ra	=	1661255,212	[-]
Nusseltovo číslo	Nu	=	16,746	[-]
Součinitel přestupu tepla	α	=	6,893	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Součinitel prostupu tepla	k	=	6,887	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Plocha pláště výměníku	A	=	1,309	[m ²]
Ztrátový tepelný tok	Q̇	=	892,430	[W]
Výpočet proběhl v pořádku.				

Protokol výpočtu výměníku č. 24:

VSTUPNÍ DATA				
Označení výměníku	70.4.20.6			
Číslo tepelného výměníku	n	=	24	[-]
Teplota pracovní látky na vstupu	t ₁	=	123	[°C]
Teplota pracovní látky na výstupu	t ₂	=	121	[°C]
Teplota okolí	t _o	=	25	[°C]
Vnější průměr pláště výměníku	D	=	0,070	[m]
Tloušťka pláště výměníku	δ	=	0,002	[m]
Délka výměníku	L2	=	5,952	[m]
Materiál pláště výměníku	EN 1.4404, AISI 316L			
Tepelná vodivost materiálu pláště	λ _m	=	15	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
VÝSLEDKY VÝPOČTU				
Teplota na vnitřní straně povrchu pláště	t _w	=	122	[°C]
Výpočtová teplota vzduchu	t _v	=	73,500	[°C]
Hustota vzduchu	ρ _v	=	1,016482042	[kg·m ⁻³]
Dynamická viskozita vzduchu	η _v	=	0,000	[kg·s·m ⁻²]
Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku	c _{pv}	=	1013,230	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Tepelná vodivost vzduchu	λ _v	=	0,029	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Grashofovo číslo	Gr	=	2249925,566	[-]
Prandtlovo číslo	Pr	=	0,733	[-]
Rayleighovo číslo	Ra	=	1648232,571	[-]
Nusseltovo číslo	Nu	=	16,709	[-]
Součinitel přestupu tepla	α	=	6,865	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Součinitel prostupu tepla	k	=	6,859	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Plocha pláště výměníku	A	=	1,309	[m ²]
Ztrátový tepelný tok	Q̇	=	870,806	[W]
Výpočet proběhl v pořádku.				

Protokol výpočtu výměníku č. 25:

VSTUPNÍ DATA				
Označení výměníku	70.7.16.6			
Číslo tepelného výměníku	n	=	25	[-]
Teplota pracovní látky na vstupu	t_1	=	121	[°C]
Teplota pracovní látky na výstupu	t_2	=	117	[°C]
Teplota okolí	t_o	=	25	[°C]
Vnější průměr pláště výměníku	D	=	0,070	[m]
Tloušťka pláště výměníku	δ	=	0,002	[m]
Délka výměníku	L2	=	5,952	[m]
Materiál pláště výměníku	EN 1.4404, AISI 316L			
Tepelná vodivost materiálu pláště	λ_m	=	15	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
VÝSLEDKY VÝPOČTU				
Teplota na vnitřní straně povrchu pláště	t_w	=	119	[°C]
Výpočtová teplota vzduchu	t_v	=	72,000	[°C]
Hustota vzduchu	ρ_v	=	1,020899609	[kg·m ⁻³]
Dynamická viskozita vzduchu	η_v	=	0,000	[kg·s·m ⁻²]
Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku	c_{pv}	=	1012,960	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Tepelná vodivost vzduchu	λ_v	=	0,029	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Grashofovo číslo	Gr	=	2223513,111	[-]
Prandtlovo číslo	Pr	=	0,732	[-]
Rayleighovo číslo	Ra	=	1627698,192	[-]
Nusseltovo číslo	Nu	=	16,649	[-]
Součinitel přestupu tepla	α	=	6,821	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Součinitel prostupu tepla	k	=	6,815	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Plocha pláště výměníku	A	=	1,309	[m ²]
Ztrátový tepelný tok	\dot{Q}	=	838,493	[W]
Výpočet proběhl v pořádku.				

Protokol výpočtu výměníku č. 26:

VSTUPNÍ DATA				
Označení výměníku	70.7.16.6			
Číslo tepelného výměníku	n	=	26	[-]
Teplota pracovní látky na vstupu	t_1	=	117	[°C]
Teplota pracovní látky na výstupu	t_2	=	113	[°C]
Teplota okolí	t_o	=	25	[°C]
Vnější průměr pláště výměníku	D	=	0,070	[m]
Tloušťka pláště výměníku	δ	=	0,002	[m]
Délka výměníku	L2	=	5,952	[m]
Materiál pláště výměníku	EN 1.4404, AISI 316L			
Tepelná vodivost materiálu pláště	λ_m	=	15	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
VÝSLEDKY VÝPOČTU				
Teplota na vnitřní straně povrchu pláště	t_w	=	115	[°C]
Výpočtová teplota vzduchu	t_v	=	70,000	[°C]
Hustota vzduchu	ρ_v	=	1,026849774	[kg·m ⁻³]
Dynamická viskozita vzduchu	η_v	=	0,000	[kg·s·m ⁻²]
Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku	c_{pv}	=	1012,600	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Tepelná vodivost vzduchu	λ_v	=	0,029	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Grashofovo číslo	Gr	=	2185601,306	[-]
Prandtlovo číslo	Pr	=	0,731	[-]
Rayleighovo číslo	Ra	=	1598376,390	[-]
Nusseltovo číslo	Nu	=	16,563	[-]
Součinitel přestupu tepla	α	=	6,760	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Součinitel prostupu tepla	k	=	6,754	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Plocha pláště výměníku	A	=	1,309	[m ²]
Ztrátový tepelný tok	\dot{Q}	=	795,651	[W]
Výpočet proběhl v pořádku.				

Protokol výpočtu výměníku č. 27:

VSTUPNÍ DATA				
Označení výměníku	70.7.16.6			
Číslo tepelného výměníku	n	=	27	[-]
Teplota pracovní látky na vstupu	t ₁	=	113	[°C]
Teplota pracovní látky na výstupu	t ₂	=	108	[°C]
Teplota okolí	t _o	=	25	[°C]
Vnější průměr pláště výměníku	D	=	0,070	[m]
Tloušťka pláště výměníku	δ	=	0,002	[m]
Délka výměníku	L2	=	5,952	[m]
Materiál pláště výměníku	EN 1.4404, AISI 316L			
Tepelná vodivost materiálu pláště	λ _m	=	15	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
VÝSLEDKY VÝPOČTU				
Teplota na vnitřní straně povrchu pláště	t _w	=	110,5	[°C]
Výpočtová teplota vzduchu	t _v	=	67,750	[°C]
Hustota vzduchu	ρ _v	=	1,033627163	[kg·m ⁻³]
Dynamická viskozita vzduchu	η _v	=	0,000	[kg·s·m ⁻²]
Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku	c _{pv}	=	1012,195	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Tepelná vodivost vzduchu	λ _v	=	0,028	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Grashofovo číslo	Gr	=	2139069,374	[-]
Prandtlovo číslo	Pr	=	0,731	[-]
Rayleighovo číslo	Ra	=	1562598,392	[-]
Nusseltovo číslo	Nu	=	16,457	[-]
Součinitel přestupu tepla	α	=	6,688	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Součinitel prostupu tepla	k	=	6,682	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Plocha pláště výměníku	A	=	1,309	[m ²]
Ztrátový tepelný tok	Q̇	=	747,807	[W]
Výpočet proběhl v pořádku.				

Protokol výpočtu výměníku č. 28:

VSTUPNÍ DATA				
Označení výměníku	70.7.16.6			
Číslo tepelného výměníku	n	=	28	[-]
Teplota pracovní látky na vstupu	t ₁	=	108	[°C]
Teplota pracovní látky na výstupu	t ₂	=	102	[°C]
Teplota okolí	t _o	=	25	[°C]
Vnější průměr pláště výměníku	D	=	0,070	[m]
Tloušťka pláště výměníku	δ	=	0,002	[m]
Délka výměníku	L2	=	5,952	[m]
Materiál pláště výměníku	EN 1.4404, AISI 316L			
Tepelná vodivost materiálu pláště	λ _m	=	15	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
VÝSLEDKY VÝPOČTU				
Teplota na vnitřní straně povrchu pláště	t _w	=	105	[°C]
Výpočtová teplota vzduchu	t _v	=	65,000	[°C]
Hustota vzduchu	ρ _v	=	1,042033121	[kg·m ⁻³]
Dynamická viskozita vzduchu	η _v	=	0,000	[kg·s·m ⁻²]
Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku	c _{pv}	=	1011,700	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Tepelná vodivost vzduchu	λ _v	=	0,028	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Grashofovo číslo	Gr	=	2076246,389	[-]
Prandtlovo číslo	Pr	=	0,729	[-]
Rayleighovo číslo	Ra	=	1514602,543	[-]
Nusseltovo číslo	Nu	=	16,312	[-]
Součinitel přestupu tepla	α	=	6,594	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Součinitel prostupu tepla	k	=	6,588	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Plocha pláště výměníku	A	=	1,309	[m ²]
Ztrátový tepelný tok	Q̇	=	689,880	[W]
Výpočet proběhl v pořádku.				

Protokol výpočtu výměníku č. 29:

VSTUPNÍ DATA				
Označení výměníku	85.19.12.6			
Číslo tepelného výměníku	n	=	29	[-]
Teplota pracovní látky na vstupu	t ₁	=	102	[°C]
Teplota pracovní látky na výstupu	t ₂	=	94	[°C]
Teplota okolí	t _o	=	25	[°C]
Vnější průměr pláště výměníku	D	=	0,085	[m]
Tloušťka pláště výměníku	δ	=	0,002	[m]
Délka výměníku	L2	=	5,952	[m]
Materiál pláště výměníku	EN 1.4404, AISI 316L			
Tepelná vodivost materiálu pláště	λ _m	=	15	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
VÝSLEDKY VÝPOČTU				
Teplota na vnitřní straně povrchu pláště	t _w	=	98	[°C]
Výpočtová teplota vzduchu	t _v	=	61,500	[°C]
Hustota vzduchu	ρ _v	=	1,052931421	[kg·m ⁻³]
Dynamická viskozita vzduchu	η _v	=	0,000	[kg·s·m ⁻²]
Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku	c _{pv}	=	1011,070	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Tepelná vodivost vzduchu	λ _v	=	0,028	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Grashofovo číslo	Gr	=	3555935,428	[-]
Prandtlovo číslo	Pr	=	0,728	[-]
Rayleighovo číslo	Ra	=	2589355,285	[-]
Nusseltovo číslo	Nu	=	19,012	[-]
Součinitel přestupu tepla	α	=	6,287	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Součinitel prostupu tepla	k	=	6,281	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Plocha pláště výměníku	A	=	1,589	[m ²]
Ztrátový tepelný tok	Q̇	=	728,789	[W]
Výpočet proběhl v pořádku.				

Protokol výpočtu výměníku č. 30:

VSTUPNÍ DATA				
Označení výměníku	85.19.12.6			
Číslo tepelného výměníku	n	=	30	[-]
Teplota pracovní látky na vstupu	t ₁	=	94	[°C]
Teplota pracovní látky na výstupu	t ₂	=	86	[°C]
Teplota okolí	t _o	=	25	[°C]
Vnější průměr pláště výměníku	D	=	0,085	[m]
Tloušťka pláště výměníku	δ	=	0,002	[m]
Délka výměníku	L2	=	5,952	[m]
Materiál pláště výměníku	EN 1.4404, AISI 316L			
Tepelná vodivost materiálu pláště	λ _m	=	15	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
VÝSLEDKY VÝPOČTU				
Teplota na vnitřní straně povrchu pláště	t _w	=	90	[°C]
Výpočtová teplota vzduchu	t _v	=	57,500	[°C]
Hustota vzduchu	ρ _v	=	1,065669137	[kg·m ⁻³]
Dynamická viskozita vzduchu	η _v	=	0,000	[kg·s·m ⁻²]
Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku	c _{pv}	=	1010,350	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Tepelná vodivost vzduchu	λ _v	=	0,028	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Grashofovo číslo	Gr	=	3343769,267	[-]
Prandtlovo číslo	Pr	=	0,727	[-]
Rayleighovo číslo	Ra	=	2429737,458	[-]
Nusseltovo číslo	Nu	=	18,668	[-]
Součinitel přestupu tepla	α	=	6,124	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Součinitel prostupu tepla	k	=	6,119	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Plocha pláště výměníku	A	=	1,589	[m ²]
Ztrátový tepelný tok	Q̇	=	632,204	[W]
Výpočet proběhl v pořádku.				

Protokol výpočtu výměníku č. 31:

VSTUPNÍ DATA				
Označení výměníku	85.19.12.6			
Číslo tepelného výměníku	n	=	31	[-]
Teplota pracovní látky na vstupu	t ₁	=	86	[°C]
Teplota pracovní látky na výstupu	t ₂	=	80	[°C]
Teplota okolí	t _o	=	25	[°C]
Vnější průměr pláště výměníku	D	=	0,085	[m]
Tloušťka pláště výměníku	δ	=	0,002	[m]
Délka výměníku	L2	=	5,952	[m]
Materiál pláště výměníku	EN 1.4404, AISI 316L			
Tepelná vodivost materiálu pláště	λ _m	=	15	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
VÝSLEDKY VÝPOČTU				
Teplota na vnitřní straně povrchu pláště	t _w	=	83	[°C]
Výpočtová teplota vzduchu	t _v	=	54,000	[°C]
Hustota vzduchu	ρ _v	=	1,077070151	[kg·m ⁻³]
Dynamická viskozita vzduchu	η _v	=	0,000	[kg·s·m ⁻²]
Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku	c _{pv}	=	1009,720	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Tepelná vodivost vzduchu	λ _v	=	0,028	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Grashofovo číslo	Gr	=	3131398,302	[-]
Prandtlovo číslo	Pr	=	0,725	[-]
Rayleighovo číslo	Ra	=	2271130,447	[-]
Nusseltovo číslo	Nu	=	18,310	[-]
Součinitel přestupu tepla	α	=	5,965	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Součinitel prostupu tepla	k	=	5,961	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Plocha pláště výměníku	A	=	1,589	[m ²]
Ztrátový tepelný tok	Q̇	=	549,489	[W]
Výpočet proběhl v pořádku.				

Protokol výpočtu výměníku č. 32:

VSTUPNÍ DATA				
Označení výměníku	85.19.12.6			
Číslo tepelného výměníku	n	=	32	[-]
Teplota pracovní látky na vstupu	t ₁	=	80	[°C]
Teplota pracovní látky na výstupu	t ₂	=	75	[°C]
Teplota okolí	t _o	=	25	[°C]
Vnější průměr pláště výměníku	D	=	0,085	[m]
Tloušťka pláště výměníku	δ	=	0,002	[m]
Délka výměníku	L2	=	5,952	[m]
Materiál pláště výměníku	EN 1.4404, AISI 316L			
Tepelná vodivost materiálu pláště	λ _m	=	15	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
VÝSLEDKY VÝPOČTU				
Teplota na vnitřní straně povrchu pláště	t _w	=	77,5	[°C]
Výpočtová teplota vzduchu	t _v	=	51,250	[°C]
Hustota vzduchu	ρ _v	=	1,086200678	[kg·m ⁻³]
Dynamická viskozita vzduchu	η _v	=	0,000	[kg·s·m ⁻²]
Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku	c _{pv}	=	1009,225	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Tepelná vodivost vzduchu	λ _v	=	0,028	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Grashofovo číslo	Gr	=	2945314,395	[-]
Prandtlovo číslo	Pr	=	0,724	[-]
Rayleighovo číslo	Ra	=	2132941,847	[-]
Nusseltovo číslo	Nu	=	17,984	[-]
Součinitel přestupu tepla	α	=	5,827	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Součinitel prostupu tepla	k	=	5,823	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Plocha pláště výměníku	A	=	1,589	[m ²]
Ztrátový tepelný tok	Q̇	=	485,850	[W]
Výpočet proběhl v pořádku.				

Protokol výpočtu výměníku č. 33:

VSTUPNÍ DATA				
Označení výměníku	85.19.12.6			
Číslo tepelného výměníku	n	=	33	[-]
Teplota pracovní látky na vstupu	t ₁	=	75	[°C]
Teplota pracovní látky na výstupu	t ₂	=	70	[°C]
Teplota okolí	t _o	=	25	[°C]
Vnější průměr pláště výměníku	D	=	0,085	[m]
Tloušťka pláště výměníku	δ	=	0,002	[m]
Délka výměníku	L2	=	5,952	[m]
Materiál pláště výměníku	EN 1.4404, AISI 316L			
Tepelná vodivost materiálu pláště	λ _m	=	15	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
VÝSLEDKY VÝPOČTU				
Teplota na vnitřní straně povrchu pláště	t _w	=	72,5	[°C]
Výpočtová teplota vzduchu	t _v	=	48,750	[°C]
Hustota vzduchu	ρ _v	=	1,094636533	[kg·m ⁻³]
Dynamická viskozita vzduchu	η _v	=	0,000	[kg·s·m ⁻²]
Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku	c _{pv}	=	1008,775	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Tepelná vodivost vzduchu	λ _v	=	0,027	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Grashofovo číslo	Gr	=	2760241,604	[-]
Prandtlovo číslo	Pr	=	0,723	[-]
Rayleighovo číslo	Ra	=	1996125,313	[-]
Nusseltovo číslo	Nu	=	17,646	[-]
Součinitel přestupu tepla	α	=	5,689	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Součinitel prostupu tepla	k	=	5,685	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Plocha pláště výměníku	A	=	1,589	[m ²]
Ztrátový tepelný tok	Q̇	=	429,165	[W]
Výpočet proběhl v pořádku.				

Protokol výpočtu výměníku č. 34:

VSTUPNÍ DATA				
Označení výměníku	85.19.12.6			
Číslo tepelného výměníku	n	=	34	[-]
Teplota pracovní látky na vstupu	t ₁	=	70	[°C]
Teplota pracovní látky na výstupu	t ₂	=	65	[°C]
Teplota okolí	t _o	=	25	[°C]
Vnější průměr pláště výměníku	D	=	0,085	[m]
Tloušťka pláště výměníku	δ	=	0,002	[m]
Délka výměníku	L2	=	5,952	[m]
Materiál pláště výměníku	EN 1.4404, AISI 316L			
Tepelná vodivost materiálu pláště	λ _m	=	15	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
VÝSLEDKY VÝPOČTU				
Teplota na vnitřní straně povrchu pláště	t _w	=	67,5	[°C]
Výpočtová teplota vzduchu	t _v	=	46,250	[°C]
Hustota vzduchu	ρ _v	=	1,103204446	[kg·m ⁻³]
Dynamická viskozita vzduchu	η _v	=	0,000	[kg·s·m ⁻²]
Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku	c _{pv}	=	1008,325	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Tepelná vodivost vzduchu	λ _v	=	0,027	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Grashofovo číslo	Gr	=	2558899,179	[-]
Prandtlovo číslo	Pr	=	0,722	[-]
Rayleighovo číslo	Ra	=	1847896,317	[-]
Nusseltovo číslo	Nu	=	17,262	[-]
Součinitel přestupu tepla	α	=	5,537	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Součinitel prostupu tepla	k	=	5,533	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Plocha pláště výměníku	A	=	1,589	[m ²]
Ztrátový tepelný tok	Q̇	=	373,731	[W]
Výpočet proběhl v pořádku.				

Protokol výpočtu výměníku č. 35:

VSTUPNÍ DATA				
Označení výměníku	85.19.12.6			
Číslo tepelného výměníku	n	=	35	[-]
Teplota pracovní látky na vstupu	t ₁	=	65	[°C]
Teplota pracovní látky na výstupu	t ₂	=	59	[°C]
Teplota okolí	t _o	=	25	[°C]
Vnější průměr pláště výměníku	D	=	0,085	[m]
Tloušťka pláště výměníku	δ	=	0,002	[m]
Délka výměníku	L2	=	5,952	[m]
Materiál pláště výměníku	EN 1.4404, AISI 316L			
Tepelná vodivost materiálu pláště	λ _m	=	15	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
VÝSLEDKY VÝPOČTU				
Teplota na vnitřní straně povrchu pláště	t _w	=	62	[°C]
Výpočtová teplota vzduchu	t _v	=	43,500	[°C]
Hustota vzduchu	ρ _v	=	1,11278541	[kg·m ⁻³]
Dynamická viskozita vzduchu	η _v	=	0,000	[kg·s·m ⁻²]
Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku	c _{pv}	=	1007,830	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Tepelná vodivost vzduchu	λ _v	=	0,027	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Grashofovo číslo	Gr	=	2317235,084	[-]
Prandtlovo číslo	Pr	=	0,721	[-]
Rayleighovo číslo	Ra	=	1670726,137	[-]
Nusseltovo číslo	Nu	=	16,773	[-]
Součinitel přestupu tepla	α	=	5,350	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Součinitel prostupu tepla	k	=	5,346	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Plocha pláště výměníku	A	=	1,589	[m ²]
Ztrátový tepelný tok	Q̇	=	314,391	[W]
Výpočet proběhl v pořádku.				

Protokol výpočtu výměníku č. 36:

VSTUPNÍ DATA				
Označení výměníku	85.19.12.6			
Číslo tepelného výměníku	n	=	36	[-]
Teplota pracovní látky na vstupu	t ₁	=	59	[°C]
Teplota pracovní látky na výstupu	t ₂	=	53	[°C]
Teplota okolí	t _o	=	25	[°C]
Vnější průměr pláště výměníku	D	=	0,085	[m]
Tloušťka pláště výměníku	δ	=	0,002	[m]
Délka výměníku	L2	=	5,952	[m]
Materiál pláště výměníku	EN 1.4404, AISI 316L			
Tepelná vodivost materiálu pláště	λ _m	=	15	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
VÝSLEDKY VÝPOČTU				
Teplota na vnitřní straně povrchu pláště	t _w	=	56	[°C]
Výpočtová teplota vzduchu	t _v	=	40,500	[°C]
Hustota vzduchu	ρ _v	=	1,123428981	[kg·m ⁻³]
Dynamická viskozita vzduchu	η _v	=	0,000	[kg·s·m ⁻²]
Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku	c _{pv}	=	1007,290	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Tepelná vodivost vzduchu	λ _v	=	0,027	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Grashofovo číslo	Gr	=	2027563,373	[-]
Prandtlovo číslo	Pr	=	0,720	[-]
Rayleighovo číslo	Ra	=	1459297,526	[-]
Nusseltovo číslo	Nu	=	16,141	[-]
Součinitel přestupu tepla	α	=	5,116	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Součinitel prostupu tepla	k	=	5,113	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Plocha pláště výměníku	A	=	1,589	[m ²]
Ztrátový tepelný tok	Q̇	=	251,922	[W]
Výpočet proběhl v pořádku.				

Protokol výpočtu výměníku č. 37:

VSTUPNÍ DATA				
Označení výměníku	85.19.12.6			
Číslo tepelného výměníku	n	=	37	[-]
Teplota pracovní látky na vstupu	t ₁	=	53	[°C]
Teplota pracovní látky na výstupu	t ₂	=	47	[°C]
Teplota okolí	t _o	=	25	[°C]
Vnější průměr pláště výměníku	D	=	0,085	[m]
Tloušťka pláště výměníku	δ	=	0,002	[m]
Délka výměníku	L2	=	5,952	[m]
Materiál pláště výměníku	EN 1.4404, AISI 316L			
Tepelná vodivost materiálu pláště	λ _m	=	15	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
VÝSLEDKY VÝPOČTU				
Teplota na vnitřní straně povrchu pláště	t _w	=	50	[°C]
Výpočtová teplota vzduchu	t _v	=	37,500	[°C]
Hustota vzduchu	ρ _v	=	1,134278127	[kg·m ⁻³]
Dynamická viskozita vzduchu	η _v	=	0,000	[kg·s·m ⁻²]
Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku	c _{pv}	=	1006,750	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Tepelná vodivost vzduchu	λ _v	=	0,027	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Grashofovo číslo	Gr	=	1708418,773	[-]
Prandtlovo číslo	Pr	=	0,718	[-]
Rayleighovo číslo	Ra	=	1227391,735	[-]
Nusseltovo číslo	Nu	=	15,369	[-]
Součinitel přestupu tepla	α	=	4,842	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Součinitel prostupu tepla	k	=	4,839	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Plocha pláště výměníku	A	=	1,589	[m ²]
Ztrátový tepelný tok	Q̇	=	192,257	[W]
Výpočet proběhl v pořádku.				

Protokol výpočtu výměníku č. 38:

VSTUPNÍ DATA				
Označení výměníku	85.19.12.6			
Číslo tepelného výměníku	n	=	38	[-]
Teplota pracovní látky na vstupu	t ₁	=	47	[°C]
Teplota pracovní látky na výstupu	t ₂	=	41	[°C]
Teplota okolí	t _o	=	25	[°C]
Vnější průměr pláště výměníku	D	=	0,085	[m]
Tloušťka pláště výměníku	δ	=	0,002	[m]
Délka výměníku	L2	=	5,952	[m]
Materiál pláště výměníku	EN 1.4404, AISI 316L			
Tepelná vodivost materiálu pláště	λ _m	=	15	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
VÝSLEDKY VÝPOČTU				
Teplota na vnitřní straně povrchu pláště	t _w	=	44	[°C]
Výpočtová teplota vzduchu	t _v	=	34,500	[°C]
Hustota vzduchu	ρ _v	=	1,145338859	[kg·m ⁻³]
Dynamická viskozita vzduchu	η _v	=	0,000	[kg·s·m ⁻²]
Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku	c _{pv}	=	1006,210	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Tepelná vodivost vzduchu	λ _v	=	0,027	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Grashofovo číslo	Gr	=	1357221,637	[-]
Prandtlovo číslo	Pr	=	0,717	[-]
Rayleighovo číslo	Ra	=	973293,770	[-]
Nusseltovo číslo	Nu	=	14,398	[-]
Součinitel přestupu tepla	α	=	4,507	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Součinitel prostupu tepla	k	=	4,504	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Plocha pláště výměníku	A	=	1,589	[m ²]
Ztrátový tepelný tok	Q̇	=	136,026	[W]
Výpočet proběhl v pořádku.				

Protokol výpočtu výměníku č. 39:

VSTUPNÍ DATA				
Označení výměníku	85.19.12.6			
Číslo tepelného výměníku	n	=	39	[-]
Teplota pracovní látky na vstupu	t ₁	=	41	[°C]
Teplota pracovní látky na výstupu	t ₂	=	35	[°C]
Teplota okolí	t _o	=	25	[°C]
Vnější průměr pláště výměníku	D	=	0,085	[m]
Tloušťka pláště výměníku	δ	=	0,002	[m]
Délka výměníku	L2	=	5,952	[m]
Materiál pláště výměníku	EN 1.4404, AISI 316L			
Tepelná vodivost materiálu pláště	λ _m	=	15	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
VÝSLEDKY VÝPOČTU				
Teplota na vnitřní straně povrchu pláště	t _w	=	38	[°C]
Výpočtová teplota vzduchu	t _v	=	31,500	[°C]
Hustota vzduchu	ρ _v	=	1,15661743	[kg·m ⁻³]
Dynamická viskozita vzduchu	η _v	=	0,000	[kg·s·m ⁻²]
Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku	c _{pv}	=	1005,670	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Tepelná vodivost vzduchu	λ _v	=	0,026	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Grashofovo číslo	Gr	=	971155,593	[-]
Prandtlovo číslo	Pr	=	0,716	[-]
Rayleighovo číslo	Ra	=	695137,611	[-]
Nusseltovo číslo	Nu	=	13,106	[-]
Součinitel přestupu tepla	α	=	4,077	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Součinitel prostupu tepla	k	=	4,074	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Plocha pláště výměníku	A	=	1,589	[m ²]
Ztrátový tepelný tok	Q̇	=	84,186	[W]
Výpočet proběhl v pořádku.				

Protokol výpočtu výměníku č. 40:

VSTUPNÍ DATA				
Označení výměníku	85.19.12.6			
Číslo tepelného výměníku	n	=	40	[-]
Teplota pracovní látky na vstupu	t ₁	=	35	[°C]
Teplota pracovní látky na výstupu	t ₂	=	30	[°C]
Teplota okolí	t _o	=	25	[°C]
Vnější průměr pláště výměníku	D	=	0,085	[m]
Tloušťka pláště výměníku	δ	=	0,002	[m]
Délka výměníku	L2	=	5,952	[m]
Materiál pláště výměníku	EN 1.4404, AISI 316L			
Tepelná vodivost materiálu pláště	λ _m	=	15	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
VÝSLEDKY VÝPOČTU				
Teplota na vnitřní straně povrchu pláště	t _w	=	32,5	[°C]
Výpočtová teplota vzduchu	t _v	=	28,750	[°C]
Hustota vzduchu	ρ _v	=	1,167153031	[kg·m ⁻³]
Dynamická viskozita vzduchu	η _v	=	0,000	[kg·s·m ⁻²]
Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku	c _{pv}	=	1005,175	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Tepelná vodivost vzduchu	λ _v	=	0,026	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Grashofovo číslo	Gr	=	584007,570	[-]
Prandtlovo číslo	Pr	=	0,715	[-]
Rayleighovo číslo	Ra	=	417294,736	[-]
Nusseltovo číslo	Nu	=	11,384	[-]
Součinitel přestupu tepla	α	=	3,520	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Součinitel prostupu tepla	k	=	3,518	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Plocha pláště výměníku	A	=	1,589	[m ²]
Ztrátový tepelný tok	Q̇	=	41,942	[W]
Výpočet proběhl v pořádku.				

Protokol výpočtu výměníku č. 41:

VSTUPNÍ DATA				
Označení výměníku	85.19.12.6			
Číslo tepelného výměníku	n	=	41	[-]
Teplota pracovní látky na vstupu	t_1	=	30	[°C]
Teplota pracovní látky na výstupu	t_2	=	26	[°C]
Teplota okolí	t_o	=	25	[°C]
Vnější průměr pláště výměníku	D	=	0,085	[m]
Tloušťka pláště výměníku	δ	=	0,002	[m]
Délka výměníku	L2	=	5,952	[m]
Materiál pláště výměníku	EN 1.4404, AISI 316L			
Tepelná vodivost materiálu pláště	λ_m	=	15	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
VÝSLEDKY VÝPOČTU				
Teplota na vnitřní straně povrchu pláště	t_w	=	28	[°C]
Výpočtová teplota vzduchu	t_v	=	26,500	[°C]
Hustota vzduchu	ρ_v	=	1,175916903	[kg·m ⁻³]
Dynamická viskozita vzduchu	η_v	=	0,000	[kg·s·m ⁻²]
Měrná tepelná kapacita vzduchu za konst. tlaku	c_{pv}	=	1004,770	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Tepelná vodivost vzduchu	λ_v	=	0,026	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Grashofovo číslo	Gr	=	241740,174	[-]
Prandtlovo číslo	Pr	=	0,714	[-]
Rayleighovo číslo	Ra	=	172481,816	[-]
Nusseltovo číslo	Nu	=	8,965	[-]
Součinitel přestupu tepla	α	=	2,759	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Součinitel prostupu tepla	k	=	2,758	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Plocha pláště výměníku	A	=	1,589	[m ²]
Ztrátový tepelný tok	\dot{Q}	=	13,149	[W]
Výpočet proběhl v pořádku.				